

**Modellbasierte Analyse und regelungstechnische  
Maßnahmen zur Optimierung des  
Vereinzelungsvorgangs in Bankautomaten**

zur Erlangung des akademischen Grades eines  
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)  
der Fakultät Maschinenbau  
der Universität Paderborn

genehmigte  
DISSERTATION

von  
Dipl.-Ing. Viktor Just  
aus Kant

Tag des Kolloquiums	8. Juli 2014
Referent	Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler
Koreferent	Prof. Dr.-Ing. Detmar Zimmer



## **Danksagung**

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik am Heinz Nixdorf Institut der Universität Paderborn unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler. Ihm als Doktorvater möchte ich auch meinen vorzüglichen Dank für die Betreuung und Erstbegutachtung meiner Arbeit aussprechen. Während meiner Arbeit unterstützte er mich durch konstruktive Anregungen und stete Gesprächsbereitschaft, wodurch ich an seinem Wissen und seiner Erfahrung teilhaben durfte.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Detmar Zimmer, Leiter des Lehrstuhls für Konstruktion und Antriebstechnik an der Universität Paderborn, danke ich für die Übernahme des Korreferats und für die Durchsicht dieser Arbeit.

Mein Promotionsthema kristallisierte sich im Rahmen meines ersten Industrieprojekts heraus. Mein herzlicher Dank gilt daher Herrn Dr.-Ing. Martin Landwehr als Mitarbeiter der Fa. Wincor-Nixdorf International GmbH, der mich an seiner Erfahrung beim Entwurf von Bankautomaten teilhaben ließ. Ich danke auch meinem ehemaligen Bürokollegen Dipl.-Ing. Hüseyin Çinkaya, der maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Allen Kolleginnen und Kollegen am Lehrstuhl danke ich zweifach: einerseits für die fachlichen Diskussionen und Denkanstöße, andererseits auch für die freundschaftliche und vertrauensvolle Zusammenarbeit. Dabei möchte ich namentlich Dr.-Ing. Karl-Peter Jäker, Dr.-Ing. Jewgenij Harchenko, Dr.-Ing. Igor Illg und Dipl.-Ing. Vitalij Nachtigal hervorheben, die in vielen fruchtbaren Diskussionen zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Bedanken möchte ich mich auch bei den Studien- und Diplomarbeitern sowie den studentischen Hilfskräften, die mich bei der Realisierung und der Inbetriebnahme der Prüfstände unterstützt haben.

Ein großes Dankeschön geht auch an Annette Bökamp-Gros für die Durchsicht und die gründliche Korrektur des Manuskripts.

Meiner lieben Ehefrau Larissa danke ich für ihr Verständnis, ihre Geduld und die konsequente Unterstützung meiner Arbeit. Ihr gilt mein größtes Dankeschön!

Lemgo, im September 2014

*Viktor Just*



## Zusammenfassung

Bankautomaten gehören heute so selbstverständlich zu unserem Stadtbild wie Tankstellen zu unserem Straßennetz. Trotz ihrer großen Kundenakzeptanz und ihrer weiten Verbreitung gibt es auch hier noch Optimierungspotenzial.

In dieser Arbeit wird die Entwurfsmethodik für mechatronische Systeme bei Analyse und Optimierung des Vereinzlungsvorgangs in einem Bankautomaten angewendet und für diese Aufgabe angepasst. Ein Schwerpunkt liegt auf der Einbindung der oft schwierigen *Modellvalidierung* in den Modellbildungsprozess. Damit einhergehend werden einige praktische Vorgehensschritte zur Findung einer adäquaten *Modellierungstiefe* vorgeschlagen.

Im Zuge der Analyse und der Optimierung des Vereinzlungsvorgangs werden Modelle des Vereinzlungsmoduls in drei unterschiedlichen Modellierungstiefen eingesetzt: ein 3D-FE-Modell, ein 2D-MKS-Modell und ein stark idealisiertes 1D-*Simulink*-Modell. Identifikation und Validierung der Simulationsmodelle erfolgen mittels der Messergebnisse vom eigens dafür entwickelten automatisierten Walzenprüfstand.

Das Ergebnis der modellbasierten Analyse und Optimierung ist ein neuartiges hierarchisches Regelungskonzept. Auf unterlagerter Ebene reduziert eine Abzugswalzenregelung den mechanischen Verschleiß der Geldnoten während der Vereinzlung signifikant – ohne Abstriche bei der Funktionssicherheit. Auf übergeordneter Ebene sorgt ein iterativ lernendes Regelungskonzept für eine automatische Anpassung der Walzenandruckkräfte in Abhängigkeit von den Reibungsverhältnissen zwischen den Banknoten.

## Abstract

Automated teller machines (ATM) belong to today's townscape as naturally as petrol stations belong to our road network. Despite large customer acceptance and wide dissemination, they still offer potential for optimization.

In this thesis, the design methodology for mechatronic systems is adapted and applied to the analysis and optimization of the separation process inside an ATM. The integration of the often challenging *model validation* into the model-building process is emphasized. Along with this, practical steps of an approach to finding an adequate *modeling depth* are recommended.

In the course of optimizing the banknote separation process, models in three different modeling depths are utilized: a 3-D FE model, a 2-D MBS model, and a highly idealized 1-D Simulink model. Identification and validation of the simulation models are achieved by means of measurement results fielded by specially developed automated roll-test bench.

The outcome of the model-based analysis and optimization is a novel hierarchical control concept. At an underlying level, a draw-off roll control reduces the mechanical wear of the banknotes during the separation process significantly – without compromising functional safety. At a superordinate level, an iterative learning control concept ensures an automatic adjustment of the roller-pressing forces depending on the friction conditions between the banknotes.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Ziel und Aufbau der Arbeit . . . . .	2
1.2	Aufbau mechatronischer Systeme . . . . .	4
1.3	Entwicklungsmethodik in der Mechatronik . . . . .	4
1.3.1	Komposition des Grundsystems . . . . .	7
1.3.2	Idealisierte Komposition . . . . .	8
1.3.3	Ganzheitliche Komposition . . . . .	9
<b>2</b>	<b>Modellbildung in der Mechatronik</b>	<b>11</b>
2.1	Vorgehensübersicht bei der Modellierung . . . . .	13
2.2	Verlässliche Modellierung . . . . .	16
2.2.1	Modellanalyse vor der Systemanalyse . . . . .	17
2.2.2	Verzahnung von Modellbildung und Modellvalidierung . .	18
2.3	Wahl einer geeigneten Modellierungstiefe . . . . .	22
2.3.1	Einige einfache Prinzipien zur Modellierung . . . . .	23
2.3.2	Erhöhung der Modellierungstiefe zur Modellvalidierung .	25
2.3.3	Modellbildung aus Sicht der Mechatronischen Komposition	30
2.3.4	Einige Projektbeispiele zur Modellierung . . . . .	32
2.4	Zusammenfassung und Fazit . . . . .	35
<b>3</b>	<b>Stand der Technik beim Vereinzeltungsvorgang</b>	<b>37</b>
3.1	Klassifizierung unterschiedlicher Vereinzeltungstechniken . . . .	39
3.1.1	Einteilung nach dem Notenvortrieb . . . . .	39
3.1.2	Einteilung nach der Antriebs-Ansteuerung . . . . .	42
3.1.3	Einteilung nach den Rückhaltesystemen . . . . .	44
3.1.4	Einteilung nach Vereinzeltungshilfen . . . . .	47
3.2	Betrachtetes Vereinzeltungsprinzip . . . . .	48
3.2.1	Gegenüberstellung unterschiedlicher Vereinzeltungstechniken . . . . .	50
3.2.2	Mögliches Optimierungspotenzial . . . . .	51
<b>4</b>	<b>Modellierung und Analyse des Vereinzeltungsvorgangs</b>	<b>53</b>

4.1	3D-Modell des V-Spalts . . . . .	55
4.1.1	Verwendete MKS-Software <i>RecurDyn</i> . . . . .	56
4.1.2	Definition der zu modellierenden Effekte . . . . .	57
4.1.3	Kontaktdefinition im V-Spalt . . . . .	58
4.1.4	Simulationsergebnisse der quasistatischen Simulation . . . . .	59
4.2	2D-Modell des Vereinzelnungsmoduls . . . . .	62
4.2.1	Papiermodell . . . . .	63
4.2.2	Walzenmodell . . . . .	65
4.2.3	V-Spalt-Ersatzmodell . . . . .	70
4.2.4	Modellierung des Rückhaltekamms . . . . .	75
4.2.5	Modell-Validierung mittels Walzenprüfstand . . . . .	76
4.3	Systemanalyse am 2D-Modell . . . . .	80
4.3.1	Parameterstudie zur Vereinzelnungsfunktion . . . . .	81
4.3.2	Abzugswalzenregelung zur Verschleißminderung . . . . .	82
4.3.3	Schlussfolgerung . . . . .	85
4.4	1D-Ersatzmodell des geregelten Vereinzelnungsvorgangs . . . . .	86
4.4.1	Definition der Modellierungstiefe für das Ersatzmodell . . . . .	86
4.4.2	Vereinfachte Kontaktmodellierung mittels Zustandsautomat . . . . .	88
4.4.3	V-Spalt-Abbildung . . . . .	91
4.4.4	Abbildung der Reibungskräfte . . . . .	93
<b>5</b>	<b>Messtechnische Modellvalidierung</b>	<b>97</b>
5.1	Aufbau eines manuellen Walzenprüfstands . . . . .	97
5.2	Messung der Walzensteifigkeit im V-Spalt . . . . .	99
5.3	Analytische Auswertung der Steifigkeitsmessung im V-Spalt . . . . .	101
5.3.1	Trennung der Geldnoten- und der Rollensteifigkeiten . . . . .	101
5.3.2	Trennung der Rollen- und Wellensteifigkeiten . . . . .	102
5.4	Reibungsmessungen zwischen Rollen und Noten . . . . .	106
5.5	Reibungsmessungen zwischen zwei Geldnoten . . . . .	108
5.5.1	Noten-Reibungsmessung am Walzenprüfstand . . . . .	109
5.5.2	Adhäsionskraft bei feuchten Polymernoten . . . . .	110
5.5.3	Schlussfolgerung für die V-Spalt-Regelung . . . . .	111
5.6	Aufbau eines automatisierten Walzenprüfstands . . . . .	112
5.6.1	Prüfstandskonzept . . . . .	113
5.6.2	Prüfstandssteuerung und Messungsaufbereitung . . . . .	118
<b>6</b>	<b>Das Regelungskonzept des Vereinzelnungsvorgangs</b>	<b>123</b>
6.1	Regelung der Abzugswalze . . . . .	123
6.1.1	Simulationsergebnis zur Abzugswalzenregelung . . . . .	126
6.1.2	Validierung am 2D-MKS-Modell . . . . .	129
6.2	Konzept zur Adhäsionskraftschätzung zwischen Polymernoten . . . . .	129

---

6.2.1	Regelung des V-Spalts . . . . .	130
6.2.2	Beobachtung der Eintauchtiefe des Nachfolgescheins . .	132
6.2.3	Simulationsergebnisse . . . . .	133
6.3	Iterative Adaption der V-Spalt-Regelung . . . . .	133
6.3.1	Allgemeines Funktionsprinzip einer iterativ lernenden Re- gelung . . . . .	134
6.3.2	Anwendung auf die V-Spalt-Regelung . . . . .	136
6.3.3	Simulationsergebnisse am 1D- <i>Simulink</i> -Modell . . . . .	138
<b>7</b>	<b>Realisierung des Regelungskonzepts am Prototypen</b>	<b>141</b>
7.1	Konstruktive Änderungen am Vereinzelungsmodul . . . . .	141
7.1.1	Abzugswalzenantrieb . . . . .	141
7.1.2	Verstellung des V-Spalts . . . . .	142
7.2	Umsetzung des neuen Regelungskonzepts . . . . .	144
7.3	Messergebnisse mit Druckerpapier . . . . .	145
7.3.1	Abzugswalzenregelung . . . . .	146
7.3.2	Konstanter V-Spalt . . . . .	147
7.3.3	Iterativ lernende V-Spalt-Regelung . . . . .	152
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>155</b>

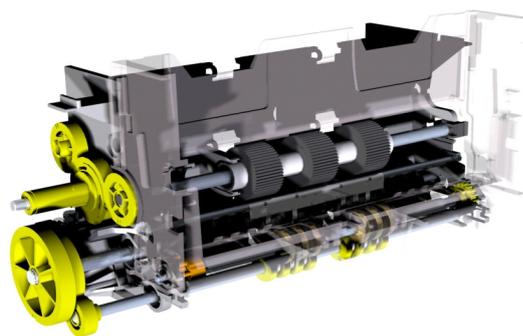


## 1 Einleitung

Bankautomaten gehören heute so selbstverständlich zu unserem Stadtbild wie Tankstellen zu unserem Straßennetz. Doch die heute mehrheitlich uneingeschränkte Kundenakzeptanz der Bankautomaten bedeutete in ihren Anfangszeiten eine weitaus größere Herausforderung als die technischen Schwierigkeiten. Denn obwohl bereits 1939 die vom armenischen Erfinder George Luther Simjian entwickelten Bankautomaten in New York probeweise aufgestellt worden waren, begannen erst in den 1960er Jahren mehr Bankkunden zu schätzen, dass sie mit Hilfe der Automaten jederzeit an Bargeld kommen konnten [Ber08]. *“Der Geldautomat war somit – noch vor dem PC – das erste Computerterminal, das breiten Bevölkerungsschichten weltweit zur Verfügung stand“* [Wik04].



(a) Bedienungsterminal



(b) Abzugs- und Vereinzlungsmodul

**Bild 1-1:** Geldautomat der Fa. *Wincor-Nixdorf International GmbH* (Quelle: Wincor-Nixdorf)

Geldautomaten der neueren Generation zeichnen sich, neben einer erhöhten Sicherheit durch den Einsatz von Kamerasystemen und Antiskimmingmodulen [WN], auch durch eine erweiterte Funktionalität aus – wie z. B. dem Einzahlen von Bargeld. So genannte *“Cash Recycling-Automaten“* zahlen das von Kunden eingezahlte Geld nach einer Prüfung wieder an nachfolgende Kunden aus.

Trotz der langen Erfolgsgeschichte und der technischen Reife der Bankautomaten stellt der Vereinzlungsvorgang von Geldnoten den Entwickler vor immer neue Herausforderungen. Das Abzugs- und Vereinzlungsmodul (Bild 1-1(b)) hat dafür zu sorgen, dass die Geldnoten der Geldkassette entnommen und zuverlässig vereinzelt werden, um dem Kunden den richtigen Betrag auszuzahlen. Wegen des weltweiten Einsatzes

der Geräte muss das Vereinzelungsmodul mit allen gängigen Währungen und ihren Denominationen in gleicher Weise fertig werden wie mit ihren unterschiedlichen Gebrauchszuständen. Erschwerend kommt hinzu, dass zunehmend Geldnoten aus Polymermaterial eingeführt werden, die manchmal fest aneinander haften.

Um diesen Herausforderungen erfolgreich zu begegnen, gehören die Bankautomaten zu einer neuen Generation von Maschinen, die uns heute in unserem Alltag umgeben – es sind die mechatronischen Produkte (s. Abschnitt 1.2). Bankautomaten, Waschmaschinen, das ESP in unseren Fahrzeugen: Sie alle vereint, dass ihre Bewegung durch intelligente Informationsverarbeitung gesteuert wird.

Gerade die Verzahnung von Bewegung und Informationsverarbeitung eröffnet dem Entwickler auf der einen Seite schier unendliche Möglichkeiten zur Anpassung der Maschine an wechselnde Umgebungsbedingungen und Anforderungen. Auf der anderen Seite lässt sich dieses Potenzial eines mechatronischen Systems – wie z. B. des Geldnotenvereinzelers – mit den klassischen Entwicklungsmethoden, in denen Mechanik, Elektronik und Informationsverarbeitung separat betrachtet werden, nicht voll ausschöpfen. Erst die gleichzeitige Entwicklung von Mechanik, Elektronik und Informationsverarbeitung und die Analyse ihrer Wechselwirkung während der dynamischen Bewegung des Systems eröffnen die Nutzung des vollen Potenzials eines mechatronischen Systems. Dieser ganzheitliche Entwurf geschieht auf Basis eines domänenübergreifenden Computermodells des dynamischen Systemverhaltens und ist die Grundlage der Entwicklungsmethodik für mechatronische Produkte.

## 1.1 Ziel und Aufbau der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist die Weiterentwicklung der Entwurfsmethodik für mechatronische Systeme, um sie zur Analyse und zur Optimierung des Vereinzelungsvorgangs in Bankautomaten anwendbar zu machen. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der Nutzung dieser modellbasierten domänenübergreifenden Entwicklungsmethodik, die beim Vereinzelungsvorgang ein harmonisches Zusammenwirken von Steuerung und Systemdynamik erreichen soll.

Bankautomaten zeichnen sich durch eine starke Integration von Mechanik, Elektronik und Informationsverarbeitung aus und stellen damit ein klassisches mechatronisches Produkt dar. Auf der einen Seite bietet diese Integration das Potenzial, die geforderte dynamische Bewegungsfunktion durch ein optimales Zusammenspiel von Systemdynamik und Steuerlogik mit einem Minimum an Ressourceneinsatz zu realisieren. Auf der anderen Seite erschließt sich dieses Potenzial durch den Zusammenbau dieser Komponenten nicht automatisch. Vielmehr besteht die Gefahr, dass Systemdynamik und Steuerlogik sogar gegeneinander arbeiten, wenn sie unabhängig voneinander betrachtet und entwickelt werden. Überspitzt ausgedrückt, kann eine Steuerung die ge-

forderte Bewegungsfunktion sogar trotz der Systemdynamik erreichen, statt diese im Sinne einer optimalen Zusammenarbeit zu nutzen.

Das Ziel dieser Arbeit besteht somit darin, zur Verbesserung der geforderten Funktion die Dynamik des Vereinzelungsmoduls nutzbar zu machen, indem Systemdynamik und Informationsverarbeitung für ein optimales Zusammenspiel aufeinander abgestimmt werden. Dazu sollen im Sinne der Entwurfstechnik für mechatronische Systeme die Mechanik, die Elektrik und die Informationsverarbeitung gemeinsam analysiert und als integrierte Einheit ausgelegt werden.

Nach der folgenden kurzen Vorstellung der mechatronischen Komposition als Kern der Entwurfstechnik für mechatronische Systeme wird in Kapitel 2 die Modellbildung als Basis der mechatronischen Komposition vertieft. Im Anschluss an die Erläuterung der allgemeinen Vorgehensweise bei der Modellbildung wird hier speziell die Frage nach der erforderlichen Detaillierung – Modellierungstiefe genannt – bei der Abbildung des Systems erörtert.

Kapitel 3 beinhaltet den Stand der Technik bei Vereinzelungssystemen für Banknoten. Die wichtigsten Patente für Vereinzelungsprinzipien werden klassifiziert und in einer Bewertungsmatrix gegenübergestellt. Im Anschluss wird das im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Vereinzelungsmodul der Fa. Wincor-Nixdorf vorgestellt und sein Wirkprinzip erläutert.

In Kapitel 4 wird die Modellierung des Vereinzelungsvorgangs beschrieben. Es werden insgesamt drei verschiedene Modellierungstiefen benötigt, um am Ende ein stark abstrahiertes, anhand der detaillierteren Modelle validiertes 1D-Ersatzmodell des Vereinzelungsmoduls zu erhalten. Die Ergebnisse der modellbasierten Analyse bilden die Basis für den Entwurf eines Regelungskonzepts für den Vereinzelungsvorgang.

Kapitel 5 umfasst die Validierung und die Identifizierung der Modelle des Vereinzelungsmoduls anhand von Prüfstandsmessungen. Dazu wurde ein spezieller Walzenprüfstand zur Messung der Kontaktparameter zwischen den Vereinzelungsrollen und den unterschiedlichen Notenmaterialien aufgebaut. Die hier gewonnenen messtechnischen Erkenntnisse sind neben der Verwendung für die Modellvalidierung auch in den Aufbau eines automatisierten Rollenprüfstands eingeflossen.

In Kapitel 6 wird das neue, auf Basis des validierten Vereinzelungsmodells entwickelte Regelungskonzept für das modifizierte Vereinzelungsmodul vorgestellt. Die iterativ lernende Regelung minimiert den Verschleiß zwischen Rollen und Banknoten und erhöht gleichzeitig bei zusammenhaftenden Banknoten die Sicherheit vor einem Doppelabzug.

Die Umsetzung des neu entwickelten Regelungskonzepts am Prototypen samt einiger Messergebnisse wird in Kapitel 7 dargestellt.

Eine kurze Zusammenfassung mit Ausblick auf eine mögliche weiterführende Optimierung des Vereinzelnmoduls und ein Literaturverzeichnis schließen die Arbeit ab.

## 1.2 Aufbau mechatronischer Systeme

Der Begriff *Mechatronik* ist ein Schachtelwort, zusammengesetzt aus den Begriffen *Mechanik* und *Elektronik*. Es wurde 1969 durch die Japaner T. MORI und K. KIKUCHI kreiert und daraufhin von Yaskawa Electric als Handelsname eingetragen [Mor69]. Ursprünglich drückte es die bloße Erweiterung mechanischer Systeme um elektrische Komponenten aus. Bereits 1996 wurde der Begriff durch die Japaner TOMIZUKA und FUKUDA dahingehend präzisiert, dass es bei der Entwicklung mechatronischer Systeme im Kern nicht um das Vorhandensein, sondern um das synergetische Zusammenwirken von Mechanik, Elektronik, Regelungs- und Softwaretechnik geht [HTF96]. Eine neuere Definition wurde von HARCHENKO vorgeschlagen und lautet:

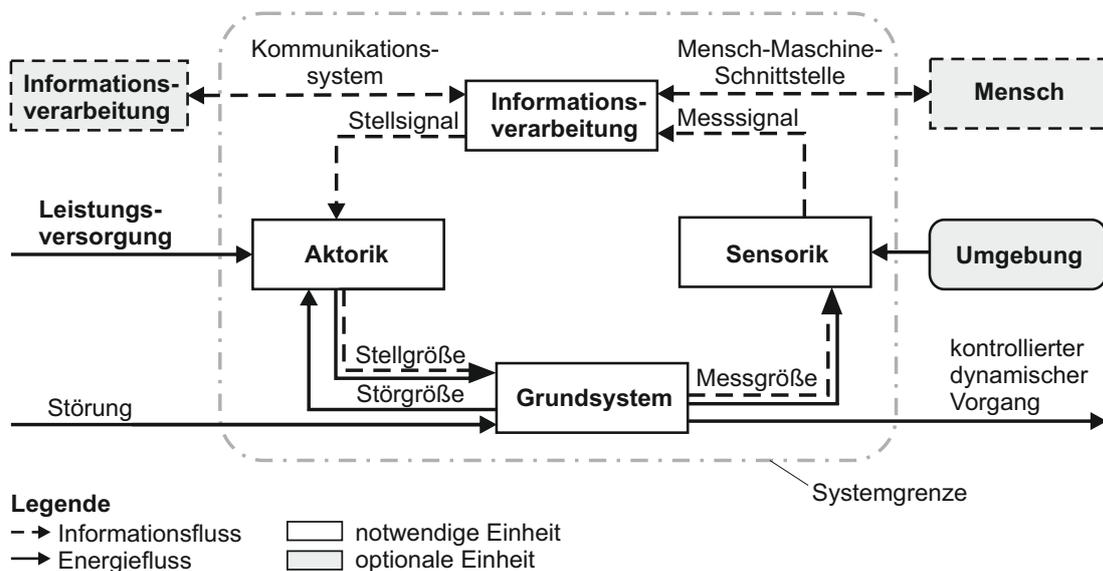
*Mechatronik ist eine interdisziplinär ausgerichtete Wissenschaft zur Beschreibung von mechanischen Systemen und Systemverbänden mit kontrollierten dynamischen Vorgängen. Zu deren Kontrolle werden Sensoren, Aktoren und Informationsverarbeitung mit einem mechanischen Grundsystem zu einem mechatronischen System funktionell integriert. Durch gezielte methodische Integration aller Systemkomponenten werden synergetische Effekte erreicht [Har10, S. 6].*

Auch hier wird das synergetische Zusammenwirken der vier Grundbausteine (Bild 1-2) eines mechatronischen Systems hervorgehoben und um das Ziel eines *kontrollierten dynamischen Vorgangs* ergänzt.

Die vier Grundbausteine eines mechatronischen Systems stehen über Energie- und Informationsflüsse in Wechselwirkung miteinander, um trotz Störungen von außerhalb der Systemgrenze auf die Vorgaben des Menschen mit dem gewünschten dynamischen Verhalten zu reagieren. Die Kernaufgabe beim Entwurf eines mechatronischen Systems liegt demzufolge in der Abstimmung des kontrollierten dynamischen Bewegungsverhaltens der mechanischen Systemanteile [Koc05, S. 2].

## 1.3 Entwicklungsmethodik in der Mechatronik

Die Anwendung herkömmlicher domänenspezifischer Entwurfsmethoden führt beim Entwurf eines mechatronischen Systems zwangsläufig zu einer suboptimalen Lösung, da der Entwurf des mechanischen Grundsystems, die Aktorauslegung und die Reglerauslegung nacheinander erfolgen und keine Möglichkeit zur ganzheitlichen Berücksichtigung ihrer Wechselwirkungen besteht. Die Kernaufgabe der Abstimmung eines



**Bild 1-2:** Grundstruktur eines mechatronischen Systems (vgl. [VDI2206, S. 14])

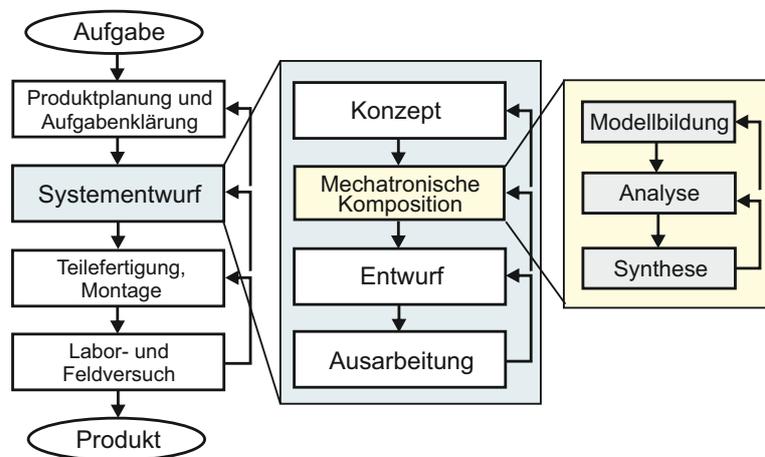
mechatronischen Systems kann demnach nur durch eine ganzheitliche, modellbasierte Betrachtung in den frühen Entwicklungsphasen gelöst werden.

Der mechatronische Entwurfsprozess stellt sich dieser Kernaufgabe, indem er die weit verbreitete *konstruktive Entwurfssystematik* [PB97] und die Richtlinie [VDI2206] für die Entwicklung mechatronischer Systeme miteinander verknüpft. Dazu erweitert TOEPPER [Toe02] die *konstruktive Entwurfssystematik* nach der *Konzipierungsphase* um die Phase „*Mechatronische Komposition*“ – bestehend aus den Prozessmeilensteinen *Modellbildung, Analyse* und *Synthese* (Bild 1-3). Die „*Mechatronische Komposition*“ macht es sich zum Ziel, die Entwurfswahlmöglichkeiten aller Systemkomponenten eines mechatronischen Systems – bestehend aus mechanischem Grundsystem, Aktorik, Sensorik und Informationsverarbeitung (Bild 1-2) – noch vor dem detaillierten konstruktiven Entwurf des mechanischen Grundsystems zu berücksichtigen. Dabei steht vor allem das dynamische Verhalten der Einzelkomponenten und deren Wechselwirkungen mit der Informationsverarbeitung im Vordergrund.

### Die Prozessmeilensteine der mechatronischen Komposition:

HARCHENKO gibt anhand von Bild 1-4 eine Vorgehensanleitung zur systematischen Bearbeitung der drei Prozessmeilensteine der mechatronischen Komposition: *Modellbildung, Analyse* und *Synthese* [Har10, S. 10-13].

Die Grundlage für die Analyse des dynamischen Systemverhaltens bildet dabei ein domänenübergreifendes Simulationsmodell, das alle Grundkomponenten des mechatronischen Systems abbildet und so die ganzheitliche Auslegung eines mechatronischen Systems erst ermöglicht. Hier lässt sich somit der grundlegende Unterschied zwischen



**Bild 1-3:** Einordnung der mechatronischen Komposition in den klassischen Entwurfsprozess [Toe02]

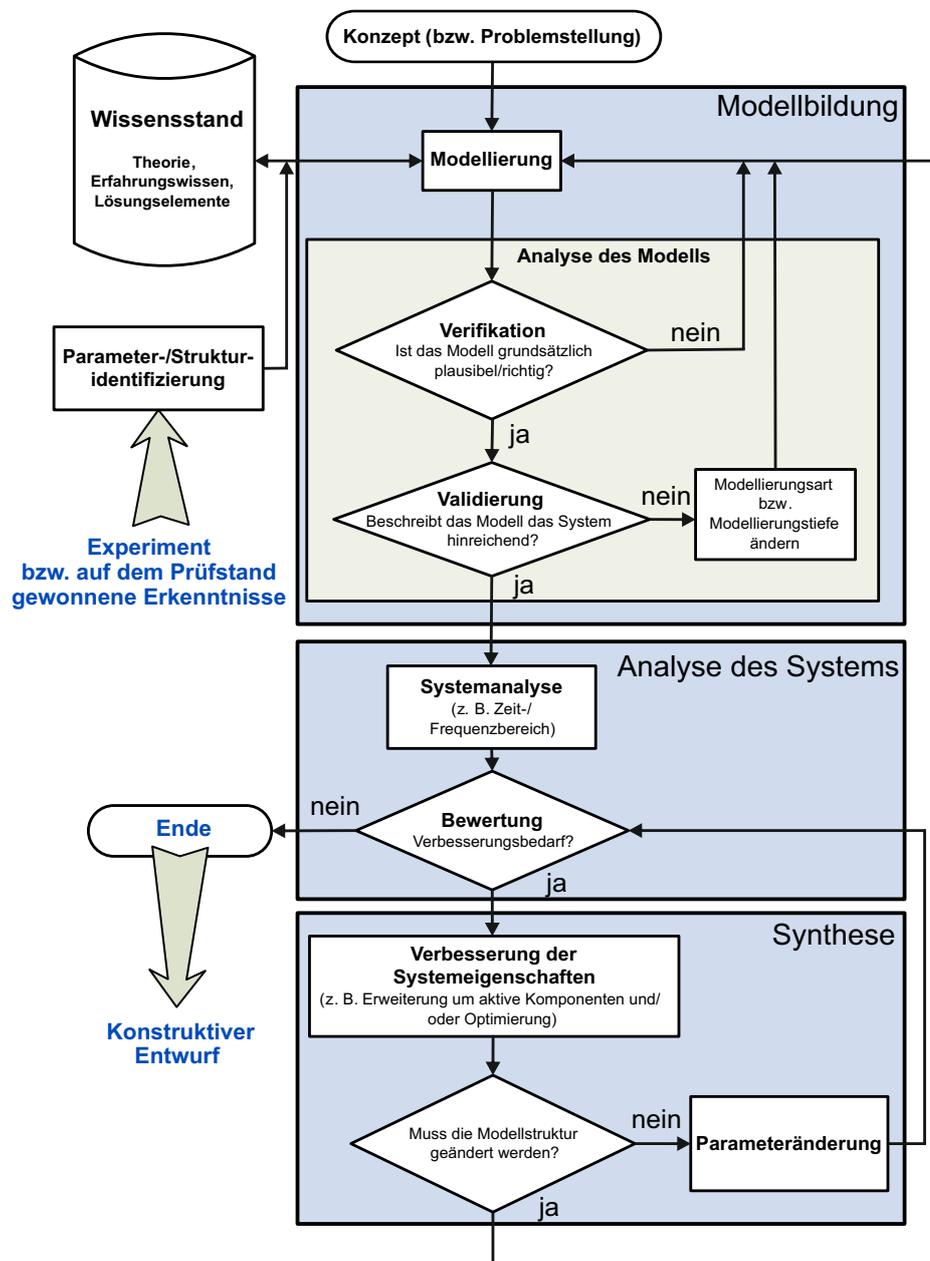
der Aufgabe eines Regelungstechnikers und eines Mechatronikers wie folgt zusammenfassen:

*Die Arbeit eines Regelungstechnikers beschränkt sich darauf, ein vorgegebenes mechanisches Grundsystem so zu regeln, dass es das erforderliche dynamische Verhalten erreicht, während ein Mechatroniker vor der Herausforderung steht, das mechanische Grundsystem und die Regelung so aufeinander abzustimmen, dass das gewünschte dynamische Verhalten mit minimalem Aufwand an Energie- und Materialressourcen umgesetzt wird.*

### **Drei-Phasen-Vorgehen der mechatronischen Komposition:**

Der Anspruch eines domänenübergreifenden ganzheitlichen Entwurfs fächert jedoch eine sehr große Anzahl an Entwurfsfreiheitsgraden auf, die eine hohe Systemkomplexität mit sich bringen. ILLG [JIZT10] schlägt daher eine systematische Vorgehensweise für einen ausgewogenen Umgang mit den „Stellschrauben“ beim Entwurf eines mechatronischen Systems vor, der die mechatronische Komposition in drei Vorgehensphasen untergliedert. Bild 1-5 stellt diese drei Kompositionsphasen dar, die den Fokus auf jeweils unterschiedliche Komponenten eines mechatronischen Systems legen. Jede Kompositionsphase bildet dabei mit den Meilensteinen *Modellbildung*, *Analyse* und *Synthese* eine eigene Iterationsschleife mit einer zunehmenden Konkretisierung des Systems.

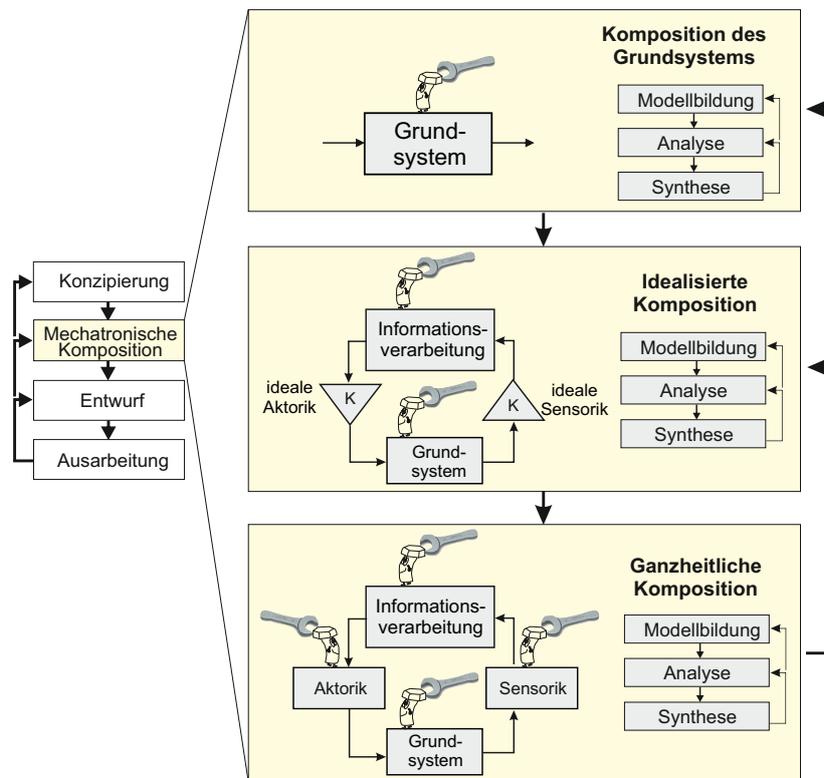
Die von ILLG vorgeschlagenen drei Kompositionsphasen „*Komposition des Grundsystems*“, „*Idealisierte Komposition*“ und „*Ganzheitliche Komposition*“ werden nun zusammengefasst.



**Bild 1-4:** Aufschlüsselung der drei Prozessmeilensteine der mechatronischen Komposition: Modellbildung, Analyse und Synthese [Har10, S. 11]

### 1.3.1 Komposition des Grundsystems

Der erste Schritt der mechatronischen Komposition beschäftigt sich mit dem mechanischen Grundsystem. Das mechanische Grundsystem bildet die Basis für die kinematischen und dynamischen Fähigkeiten und damit für die Grundfunktionalität des



**Bild 1-5:** Drei-Phasen-Vorgehen bei der mechatronischen Komposition ([IJZT10])

Systems. Die Komposition des Grundsystems hat auf Basis eines Simulationsmodells des mechanischen Grundsystems zunächst für die Gewährleistung dieser geforderten Grundfunktionalität zu sorgen.

Im Hinblick auf die spätere Kontrolle des dynamischen Systemverhaltens sind im zweiten Schritt die zu messenden Zustandsgrößen und geeigneten Einleitungsstellen für Kräfte und Momente zu bestimmen. Auch wenn diese Analyseaufgabe auf den ersten Blick trivial erscheint, so zeigt sich bei komplexen Grundsystemen mit mehreren parallelen Kraft-Einleitungsstellen – wie z. B. im Vereinzelungsmodul in Bankautomaten (s. Abschnitt 4.3) oder in der aktiven Fahrwerksregelung von Kettenfahrzeugen [IJT09] – deren Wichtigkeit.

### 1.3.2 Idealisierte Komposition

Nachdem die kinematische und die dynamische Funktionalität des Grundsystems gewährleistet sowie die Ein- und Ausgangsgrößen für dessen Kontrolle bestimmt sind, wird im zweiten Kompositionsschritt ein erster Regler unter Verwendung idealer Aktoren und der Sensoren entworfen. Der Idealisierungsgrad der Aktoren und Sensoren ist dabei stark von der Aufgabenstellung abhängig und kann von idealen Kraft- und

Momentenstellern bis hin zu idealisierten Modellen des Aktor-Wirkprinzips reichen, das bereits die prinzipiellen Möglichkeiten eines Aktors berücksichtigt.

Nachdem der idealisierte Regler entworfen worden ist, werden den Aktoren Stellgrößen- und Bandbreitenbeschränkungen auferlegt, unter denen das geforderte dynamische Verhalten vom System gerade noch erfüllt werden kann. Auf diese Weise werden die Anforderungen an Aktorik und Sensorik konkretisiert und die Basis für die Auswahl von am Markt verfügbaren Lösungselementen gelegt.

### 1.3.3 Ganzheitliche Komposition

Sind alle Lösungselemente mit den geforderten Funktionalitäten verfügbar, wird nach einer ersten Auswahl von Lösungselementen für Aktorik, Sensorik und Grundsystem-Komponenten das Gesamtmodell des Systems um diese Lösungselemente verfeinert und ergänzt, um die mechatronische Komposition mit einem zweiten Reglerentwurf abzuschließen. Der Reglerentwurf hat dabei die Besonderheiten und die Nichtlinearitäten der gewählten Komponenten zu berücksichtigen.

Sind nicht alle Lösungselemente mit den geforderten Eigenschaften zu einem vertretbaren Preis verfügbar, so ist die eigentliche Kernaufgabe der *ganzheitlichen Komposition* gefordert. Unter Berücksichtigung der Analyseergebnisse der vorhergehenden beiden Kompositionsschritte werden alle „*Stellschrauben*“ des Systems eingestellt, um hier ein ausgewogenes Verhältnis zwischen Funktionalität und Aufwand zu liefern. Ist beispielsweise keine Sensorik mit einer ausreichenden Bandbreite verfügbar, kann versucht werden, diese Unzulänglichkeiten durch einen Beobachtereinsatz auf Seiten der Informationsverarbeitung zu kompensieren.

Der abschließende Schritt der ganzheitlichen Komposition besteht in der Planung der Inbetriebnahme. Hier wird auf Basis des detaillierten Gesamtmodells entschieden, ob einzelne kritische Systemkomponenten im Rahmen von HIL-Tests separat in Betrieb genommen werden müssen oder ein Gesamtaufbau des Systems durchgeführt werden kann.



## 2 Modellbildung in der Mechatronik

Wie bereits in der Einleitung dargelegt, bildet die modellbasierte Arbeitsweise die Grundlage für den Entwurf mechatronischer Systeme. Sie ist Voraussetzung für die domänenübergreifende Betrachtung und Auslegung des Zielsystems. Daher soll in diesem Kapitel die Vorgehensweise bei der Modellbildung innerhalb der mechatronischen Komposition erläutert werden. Ein Schwerpunkt liegt dabei auf der Modellvalidierung, die einen sehr wichtigen Schritt innerhalb der Modellbildung bildet. Schließlich wird dargelegt, dass vor allem bei komplexen Systemen, zu denen keine umfassenden Messergebnisse vorliegen, oft keine direkte Modellvalidierung möglich ist, sondern erst der Einsatz von Modellen unterschiedlicher Abstraktions- und Detaillierungsstufen zum Ziel führt. Diese These wird im letzten Abschnitt des Kapitels mit einigen praktischen Beispielen aus Industrieprojekten belegt.

*„Generell beschreibt die Modellbildung den Vorgang des Abbildens von Teilstücken der Realität, um sie besser verstehen und diagnostizieren zu können und Aussagen über die Zukunft machen zu können. Es geht also um das Erkennen, Beschreiben und Prognostizieren von Umwelt und Realität in Strukturen und Prozessen“ [Wik11].*

Der Modellierer bedient sich im Zuge der Modellbildung immer der Abstraktion, da die genaue Abbildung der Realität weder möglich noch von ihm gewünscht ist. Modellbildung und Abstraktion begegnen uns dabei im täglichen Leben, ohne dass wir uns dessen immer bewusst sind. *„Das Erkennen von Mustern ist eines der wesentlichen Charakteristika unseres Gehirns. Die Mustererkennung findet unbewusst auf unterschiedlichen Abstraktionsebenen statt. Mustererkennung erfordert einen hohen Grad an Abstraktionsfähigkeit. Durch Abstraktion und Klassifizierung reduziert das Gehirn hierbei die Unsicherheit seiner Umwelt beträchtlich“* [Sch99, Kap. 1.4]. Die einfachsten Beispiele dafür lernen bereits die Kinder in Form von Photographien, Kinderspielzeug und symbolhaften Skizzen von Alltagsgegenständen kennen. Beim Überqueren der Straße schätzen wir sehr präzise ein, wann wir losgehen dürfen, indem wir innerlich ein Modell des Straßenverkehrs einsetzen, das die aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeiten, die gültigen Verkehrsregeln und an Fußgängerampeln sogar den Blickkontakt mit den Autofahrern berücksichtigt. Demnach ist der Umgang mit Modellen und Abstraktionen der Realität eine ganz natürliche Methode des menschlichen Umgangs mit den Herausforderungen des Alltags – meist ohne dass wir uns dessen bewusst sind.

Hirnforscher und Psychologen gehen sogar noch einen Schritt weiter, indem sie erkannt haben, dass unsere gesamte Wahrnehmung der uns umgebenden physischen Welt keineswegs auf der direkten Weiterleitung unserer Sinneswahrnehmungen beruht,

sondern ein Resultat eines inneren Modells (Endo-Modell) unseres Gehirns darstellt. „Durch nichtlineare Kopplung kann das Gehirn ein inneres Modell der Welt erzeugen, bei dem sich das Bewusstsein seiner selbst bewusst ist. Dies bedeutet, dass ein Beobachter, der auf sich selbst blickt, durch dieses Feedback seinen eigenen Zustand beeinflussen kann. Somit ist der Mensch zur Bildung hochkomplexer Endo-Modelle fähig und in der Lage, sich beliebige zukünftige Welten auszudenken, auch solche, die physikalischen Gesetzen widersprechen [Sch99, Kap. 1.4]. Nach [Fir10] macht unser Gehirn mit Hilfe des Endo-Modells ständig Vorhersagen darüber, was unsere Sinnesorgane wahrnehmen sollten. Die Abweichungen zwischen diesen Vorhersagen und den Sinneswahrnehmungen werden vom Gehirn genutzt, um das Endo-Modell auf den neuesten Stand zu bringen. Mit jeder Aktualisierungsschleife wird dieser Fehler kleiner, bis das Gehirn schließlich weiß, was in der physischen Welt geschieht. „Unser Gehirn durchläuft diesen Prozess von Vorhersage und Aktualisierung unaufhörlich immer wieder“ [Fir10, S. 166].

Demnach unterscheidet sich die modellbasierte Arbeitsweise beim Entwurf mechatronischer Systeme im Grundsatz nicht von der natürlichen Arbeitsweise unseres Gehirns. Auch ein technisches Modell gibt unter Verwendung von Abstraktion und Klassifikation nur einen Teil der Wirklichkeit wieder. Auch hier muss ein Abgleich zwischen den Simulationsergebnissen und dem realen System erfolgen. Der Unterschied besteht darin, dass wir bei einem technischen Modell einen Computer für die Simulation verwenden. Die Genauigkeit dieser Abbildung hängt zum Einen von den Kenntnissen über das abzubildende Systemverhalten und zum Anderen von den Problemen ab, die anhand dieses Modells gelöst werden sollen. So sind z. B. für den klassischen Reglerentwurf im Frequenzbereich häufig relativ grobe Modelle ausreichend, wohingegen die Simulation zwecks einer umfangreichen Systemanalyse sehr genaue Modelle erfordert [Mün05, S. 5].

Speziell zur Untersuchung mechatronischer Systeme werden im Zuge der mechatronischen Komposition Modelle benötigt, welche die dynamischen Funktionen des zu entwickelnden Systems und deren Wechselwirkungen mit den verschiedenen Disziplinen der Mechatronik beschreiben können. Das wird mit Hilfe mathematischer Modelle [Rod03, S. 27] erreicht, die das zeitliche Verhalten der Signale des Systems beschreiben. Der Blick auf das System kann dabei von ganz verschiedenen Standpunkten erfolgen – je nachdem, ob der Entwicklungsingenieur z. B. bei einer Fahrzeugentwicklung die Festigkeit der Karosserie, den Fahrkomfort oder das elektronische Motormanagement betrachten möchte. Jede Analyseaufgabe kann demnach ein völlig anderes mathematisches Modell desselben Systems erfordern.

Bei der Generierung von Modellen lassen sich zunächst zwei Methoden unterscheiden:

- die theoretische Modellbildung und
- die experimentelle (oder empirische) Modellbildung [HGP07, S. 21].

Die theoretische Modellbildung zeichnet sich dadurch aus, dass für ein gegebenes System bekannte Gesetzmäßigkeiten aus den Naturwissenschaften herangezogen werden. Dagegen erfolgt die experimentelle Modellbildung durch die Verarbeitung von Messdaten, die zuvor durch eine geeignete Anregung des zu modellierenden Systems (z. B. Frequenzgangmessungen) gewonnen wurden. Dennoch existieren fließende Übergänge zwischen den beiden Modellbildungsverfahren: Für praktische Probleme werden oft physikalische Überlegungen genutzt, um die Grundstruktur des Modells zu bestimmen – die unbekannt Parameter der so aufgebauten Modellstruktur werden dann häufig mit Hilfe von Messungen identifiziert [Mün05, S. 32].

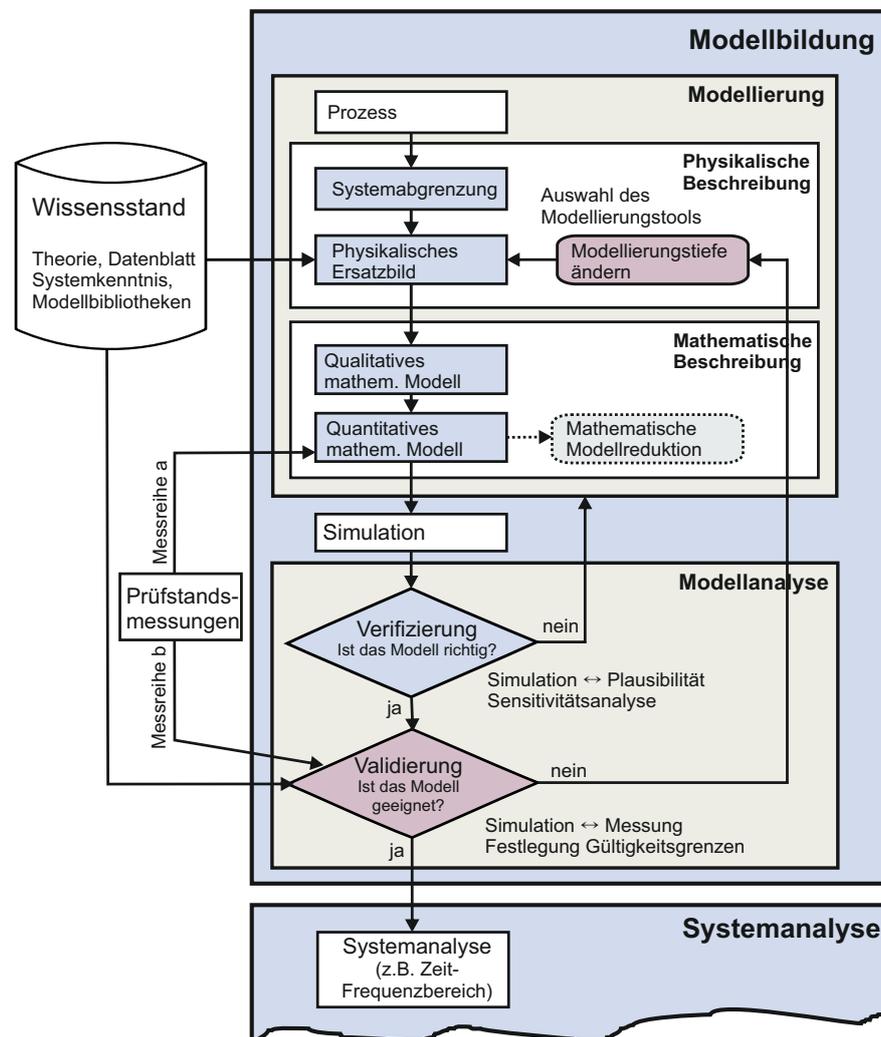
Die Ausführungen und Anwendungen dieser Arbeit beschränken sich aus folgenden Gründen auf die theoretische Modellbildung:

- Die hier beschriebene Modellbildung bildet die Grundlage für den Entwurf mechatronischer Systeme und soll die Analyse des Systems in den frühen Entwicklungsphasen ermöglichen.
- Für eine Systemanalyse ist die physikalische Interpretation der Modellparameter sowie des Zusammenhangs zwischen den einzelnen Modellgrößen Voraussetzung. Diese Voraussetzung ist bei empirischen Modellen, die durch eine experimentelle Modellbildung entstehen, in der Regel nicht gegeben.
- Schließlich soll mit Hilfe des Streckenmodells nicht nur die Regelung des Systems entworfen – dies wäre auch mit Hilfe eines empirischen Modells möglich –, sondern das Gesamtsystem optimiert werden (s. Abschnitt 1.3).

## 2.1 Vorgehensübersicht bei der Modellierung

In Anlehnung an die Vorgehensanleitung zur mechatronischen Komposition von HARCHENKO (Bild 1-4) soll mit Bild 2-1 für die Aufgabe der Modellbildung innerhalb der mechatronischen Komposition eine Vorgehensübersicht gegeben werden.

**Systemabgrenzung zur Umwelt:** Der erste entscheidende Schritt der Modellbildung ist die Abgrenzung zur Umwelt und bildet das Fundament. Hier ist der Modellierer gefordert, den betrachteten Prozessteil aus dem Gesamtprozess herauszulösen und als eigenständiges System abzugrenzen. Die Wechselwirkungen des betrachteten Systems mit seiner Umgebung werden über die Definition seiner Ein- und Ausgangsgrößen berücksichtigt. Ein- und Ausgangsgrößen beinhalten die Energie-, Stoff- und Informationsflüsse, die über die Systemgrenzen ausgetauscht werden, und bilden aus Sicht der Modellbildung die Schnittstellen des betrachteten Systems zu seiner Umgebung. In der Regel werden bei der Modellbildung mehrere Teilsysteme miteinander verknüpft, um das Gesamtsystem abzubilden. Daher sollten Ein- und Ausgangsgrößen des Systems eine klare physikalische Bedeutung haben.



**Bild 2-1:** Vorgehensweise bei der Modellierung: Ergänzung zur Vorgehensanleitung zur mechatronischen Komposition (Bild 1-4)

**Physikalisches Ersatzbild:** Die Erstellung eines physikalischen Ersatzbildes umfasst im Wesentlichen die Abstraktion der Wirkzusammenhänge im System und deren Abbildung durch bekannte Gesetzmäßigkeiten aus den Naturwissenschaften. Die spätere Modellgenauigkeit wird weitestgehend durch dieses physikalische Ersatzbild bestimmt, da alle angenommenen Vereinfachungen gegenüber der realen Ausführung dadurch festgelegt werden. Es kann graphisch je nach Domäne z. B. durch ein Mehrmassen-Feder-System, als elektrisches Schaltbild oder als thermisches Ersatzschaltbild veranschaulicht werden. Das physikalische Ersatzmodell bietet den Ingenieuren unterschiedlicher Fachrichtungen (Domänen) eine anschauliche Diskussionsbasis [ZW06, S. 36]. Es legt die Grundlage für die Modellierungstiefe des Systems. Die Modellie-

rungstiefe entspricht dabei dem Detaillierungsgrad, mit dem die physikalischen Effekte eines Systems beschrieben werden. Eine große Modellierungstiefe meint ein sehr detailliertes Modell, während eine geringe Modellierungstiefe für ein abstraktes Modell steht, das viele Annahmen und Vereinfachungen enthält.

Der Aufbau eines adäquaten physikalischen Ersatzbildes bildet die eigentliche Herausforderung bei der Modellierung. Das Aufstellen des physikalischen Ersatzbildes erfordert nämlich ein detailliertes Wissen über Effekte und Phänomene des betrachteten Systems sowie eine verlässliche Einschätzung ihrer Wichtigkeit bezüglich des zu analysierenden Systemverhaltens. Liegen diese Systemkenntnisse nicht vor, kann man auf eine *experimentelle Modellbildung* zurückgreifen, die jedoch oft einen aufwändigen Prüfstands Aufbau erfordert. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine zweite Alternative vorgestellt, die sich über den Umweg einer zunächst für die Aufgabenstellung zu großen Modellierungstiefe das für diesen Schritt notwendige Systemwissen aneignet (s. Abschnitt 2.3.2 auf Seite 25).

Mit dem Aufbau eines physikalischen Ersatzbildes wird mit der Modellierungstiefe auch der Abstraktionsgrad des späteren mathematischen Modells definiert. Der Abstraktionsgrad kann einen signifikant größeren Einfluss auf die Simulationszeit des Modells haben als die in späteren Schritten anwendbaren mathematischen Verfahren zur Ordnungsreduktion.

**Qualitatives mathematisches Modell:** Ausgehend vom physikalischen Ersatzbild des Systems, müssen die physikalischen Gesetze mathematisch beschrieben werden. Insbesondere bei der Beschreibung von mechanischen Mehrkörpersystemen kann dieser Schritt sehr aufwändig werden, wenn die Systemgleichungen manuell erstellt werden müssen, wie es bei signalflussorientierten („mathematischen“) Simulationstools (wie z. B. *Matlab/Simulink*) erforderlich ist. Abhilfe schaffen an dieser Stelle physikalische Modellierungstools, da sie eine automatische Generierung der Systemgleichungen aus dem physikalischen Ersatzmodell anbieten. Insbesondere domänenspezifische Programme, wie MKS-Tools für mechanische Systeme (z. B. *ADAMS* oder *RecurDyn*), erzeugen die Systemgleichungen automatisch. Domänenübergreifende Modellierungssprachen, wie z. B. *Modelica/Dymola*, bieten häufig eine topologieorientierte Art der Modellierung: Dabei können aus einer Modellbibliothek physikalische Komponenten, wie Starrkörper, Gelenke und Federn, verbunden werden – die Generierung der Systemgleichungen erfolgt dann automatisch. Dennoch erfordern die Ableitungsformalismen, mit Hilfe derer die Systemgleichungen generiert werden, einige Aufmerksamkeit. Besonders dann, wenn die Modelle auch zur Inbetriebnahme am Prüfstand genutzt werden sollen und Echtzeitfähigkeit erforderlich wird, können keine Ableitungsformalismen verwendet werden, die differential-algebraische Gleichungen (DAE) erzeugen.

**Quantitatives mathematisches Modell:** Nachdem die Systemgleichungen vorliegen, müssen deren Parameter mit konkreten Werten besetzt werden. Die Parametrierung des mathematischen Modells schafft den Übergang vom qualitativen zum quantitativen mathematischen Modell. Da das bei der theoretischen – oder auch physikalischen – Modellbildung erarbeitete Modell über physikalische Parameter verfügt, kann ein Großteil dieser Parameterwerte aus Datenblättern und CAD-Modellen entnommen werden. Im zweiten Schritt werden direkt messbare Parameter anhand von vorliegenden Messungen bedatet. Erst im letzten Schritt werden dann alle noch unbestimmten Modellparameter indirekt über die Methoden der Parameteridentifizierung [Nye06, Kap. 3] aus Prüfstandsmessungen gewonnen.

Liegt das quantitative mathematische Modell vor, so können insbesondere bei linearen Modellen mit Hilfe von mathematischen Modellreduktionsverfahren die Komplexität der Gleichungen verringert und damit einhergehend auch die Simulationszeit verkürzt werden. Dieser Schritt wird insbesondere dann nötig, wenn mit Hilfe aufwändiger Optimierungsverfahren das Systemverhalten verbessert werden soll. Es wird auch an parametrischen Reduktionsverfahren gearbeitet, die eine Ordnungsreduktion vor der Parametrierung eines linearen Modells ermöglichen [KST10].

**Simulation und Modellanalyse:** Das quantitative mathematische Modell kann nun mit Hilfe numerischer Integrationsverfahren simuliert werden. Die automatische Schrittweitensteuerung der numerischen Solver sorgt in den meisten Fällen für eine reibungslos funktionierende Simulation. Dennoch sollte der Modellierer auch an dieser Stelle die Ergebnisse mit Vorsicht betrachten. Insbesondere bei steifen Systemen, wie es z. B. bei hydraulischen Systemen oft der Fall ist, sollte dem Solver ein besonderes Augenmerk verliehen werden.

Bevor das Modell zur Systemanalyse genutzt werden kann, muss der Modellierer sicherstellen, dass die Simulationsergebnisse das reale System hinreichend genau abbilden. Das geschieht in der Phase der Modellanalyse. Die Modellvalidierung wird an dieser Stelle vereinfacht erst am Ende der Modellierungsphase aufgezeigt. Im folgenden Abschnitt (2.2) wird jedoch genauer dargelegt, wie die Modellvalidierung im gesamten Modellierungsprozess bis hin zur Wahl der Modellierungstiefe berücksichtigt werden sollte.

## 2.2 Verlässliche Modellierung

Die Grundlage der Entwurfsmethodik mechatronischer Systeme bildet die modellbasierte Arbeitsweise in den frühen Entwicklungsphasen. Nur so wird ein domänenübergreifender Entwurf erst möglich. Die gesamte mechatronische Komposition stützt sich auf der Aussagefähigkeit der zugrunde liegenden Modelle. Demnach ist man bereits

in den frühen Entwicklungsphasen der mechatronischen Komposition auf ein verlässliches Modell angewiesen, denn nur so können verlässliche und belastbare Analyseergebnisse erarbeitet werden.

Neben der technischen Verlässlichkeit der aufgebauten Modelle hat der Modellierer in der Praxis oft die schwierige Aufgabe, seinen Vorgesetzten und die Nutzer des Modells von dessen Verlässlichkeit zu überzeugen [Lie95, S. 199]. Folgende Aussage eines Modellierers in einem stark Prototypen-orientierten Unternehmen spiegelt diese Herausforderung wider: „*Einer Messung glaubt jeder außer dem, der sie gemessen hat – einem Simulationsmodell glaubt niemand außer dem, der es erstellt hat*“.

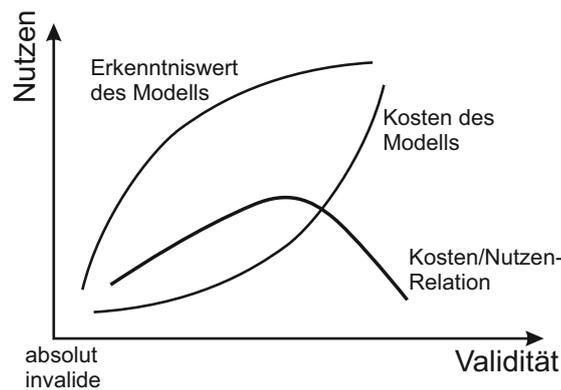
### 2.2.1 Modellanalyse vor der Systemanalyse

Bild 2-1 gliedert die Aufgabe der Modellbildung in zwei notwendige Hauptaufgaben. Neben der eigentlichen *Modellierung* gehört die *Modellanalyse* – bestehend aus den Schritten *Verifizierung* und *Validierung* – ebenso untrennbar zur Aufgabe der Modellbildung. Die Begriffe *Verifizierung* und *Validierung* werden häufig in Informatik und Softwaretechnik verwendet, wobei die formale Verifizierung einen mathematischen Beweis dafür meint, dass eine konkrete Implementierung die vorgegebene Spezifikation erfüllt. Validierung ist die Prüfung, ob die neue Software ihren Einsatzzweck richtig erfüllt ([Bal98, S. 101]).

**Modellverifizierung:** Übertragen auf die Modellbildung dynamischer Systeme, meint die *Verifizierung* die Prüfung, ob die abzubildenden physikalischen Effekte fehlerfrei in die mathematischen Gleichungen übersetzt worden sind. Die Übersetzung der physikalischen Effekte in mathematische Gleichungen muss insbesondere in mathematisch orientierten signalflussbasierten Modellierungstools – ein bekannter Vertreter dieser Gruppe ist *Matlab/Simulink* – vom Benutzer manuell geleistet werden. Hoch spezialisierte Modellierungstools leisten diese Aufgabe jedoch auch weitestgehend automatisch: Weit verbreitet sind hier die MKS-Tools für mechanische Systeme sowie entsprechende Software für elektrische Schaltkreise. In jüngster Zeit gewinnen aber auch domänenübergreifende physikalische Modellierungstools, wie z. B. *Modelica/Dymola* oder *SimulationX*, an Bedeutung. Insbesondere bei der Entwicklung mechatronischer Systeme ist der Entwickler auf eine domänenübergreifende Simulation des Systems angewiesen. Somit übernimmt die automatisierte Überführung der physikalischen Gesetze in die mathematische Beschreibung einen erheblichen Teil der Verifizierung eines physikalischen Modells [JIZT10].

**Modellvalidierung:** Wesentlich schwieriger kann sich die *Validierung* eines physikalischen Modells gestalten. Hier muss geprüft werden, ob das Modell das reale System im Hinblick auf die zu lösende Aufgabe hinreichend genau abbildet. Verhältnismäßig einfach gestaltet sich die Validierung, wenn man auf reale Messdaten zurückgreifen

kann, denn dann kann die Modellvalidierung anhand des Vergleichs der Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen erledigt werden (Bild 2-1: Modellanalyse). Lassen sich Abweichungen zwischen Messung und Simulation durch die Identifizierung der Modellparameter nicht ausreichend verringern, so hat das Modell die Validierung nicht bestanden. Im nächsten Schritt muss geprüft werden, ob relevante physikalische Effekte vernachlässigt oder bei der Modellbildung falsche Grundannahmen getroffen worden sind.

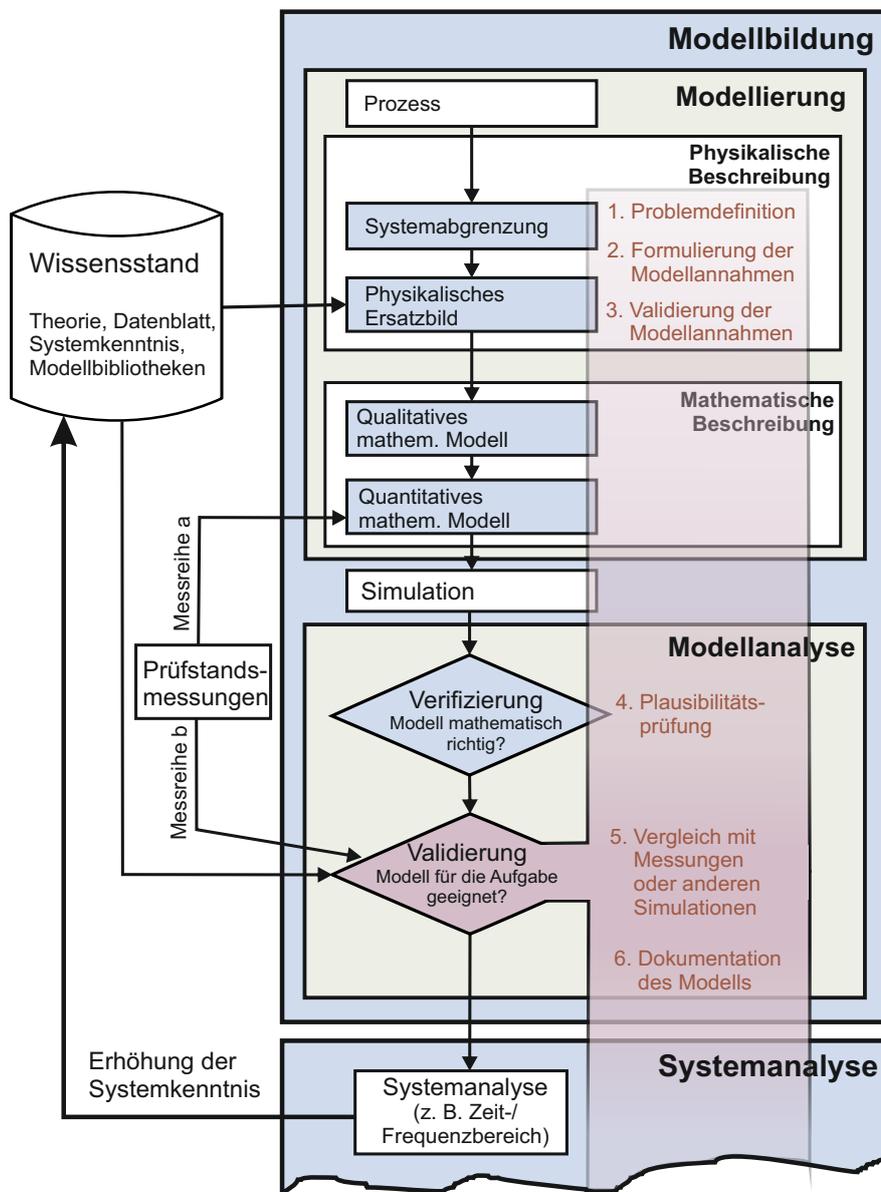


**Bild 2-2:** Validität und Wirtschaftlichkeit eines Modells [Sha75, S. 75]

Die Validierung eines Modells gestaltet sich nicht zuletzt auch deswegen so schwierig, da man in der Praxis den Anspruch eines absolut validen Modells gar nicht erreichen kann. Nach *Shannon* steigt der zeitliche Aufwand – und damit verbunden die Kosten – einer Modellvalidierung ins Unermessliche, sollte man den Anspruch eines absolut validen Modells verfolgen (Bild 2-2). Der gleichzeitige Nutzen des Modells geht mit zunehmender Validität allerdings in die Sättigung, so dass sich ein klares Maximum in der Kosten-Nutzen-Relation gegenüber der Modellvalidität ergibt. Die Herausforderung des Modellierers sollte es demnach sein, dieses Optimum im Kosten-Nutzen-Verhältnis möglichst gut zu treffen.

### 2.2.2 Verzahnung von Modellbildung und Modellvalidierung

In der Literatur sind sich zahlreiche Autoren darüber einig, dass die Modellvalidierung zum Nachweis der Modellzuverlässigkeit nicht punktuell nach der Fertigstellung des Modells durchgeführt werden kann. Vielmehr ist sie in mehreren Phasen der Modellbildungsaufgabe zu berücksichtigen und muss in den Modellbildungsprozess integriert werden [Law08, S. 1], [Sar08, S. 1], [Kel88, S. 76]. Die Integration der Modellvalidierung zur Erhöhung der Modellzuverlässigkeit und zur Erhöhung des Vertrauens der Modellanwender soll in sechs Schritten erreicht werden. Bild 2-3 zeigt die Einordnung dieser sechs Aufgaben zur Modellvalidierung in die eingangs beschriebene Vorgehensübersicht zum Modellbildungsprozess (Bild 2-1).



**Bild 2-3:** Verzahnung der Modellvalidierung mit der Modellierungsaufgabe

**1. Problemdefinition:** In der Problemdefinitionsphase muss die Problemstellung, die mit Hilfe des Modells analysiert und gelöst werden soll, exakt beschrieben werden. Erst wenn der Auftraggeber und der Modellierer sich über die vorzunehmenden Untersuchungen einig sind, ist es möglich, die Annahmen für die Modellbildung festzulegen. Teil der Problemdefinition sollte auch die Spezifikation der für die Modellvalidierung notwendigen Messdaten sein [Kel88, S. 74].

Nicht geeignet für eine erfolversprechende Projektbearbeitung sind zu allgemein gehaltene Aufgabenstellungen, wie z. B.: „*Modellbasierte Analyse und Optimierung des Vereinzeltungsvorgangs im CMD-V4*“. Eine geeignete Aufgabenstellung könnte zu diesem Thema lauten: „*Modellbasierte Untersuchung zum Einfluss des Abzugswalzenantriebs auf den Vereinzeltungsvorgang*“. Die zweite Aufgabenstellung grenzt die vorzunehmende Untersuchung ein und ermöglicht so die Definition der Modellannahmen für den Vereinzeltungsvorgang. Die erste Aufgabenstellung verlangt ein Modell, an dem jede beliebige Analyse (z. B. Einfluss der Walzendurchmesser, des Walzenmaterials usw.) durchgeführt werden könnte – diese Aufgabe ist so nicht lösbar, da ein Modell niemals die gesamte Realität berücksichtigen kann.

**2. Schriftliche Formulierung der Modell-Annahmen:** Die Definition der Modellannahmen hängt unmittelbar mit dem Aufbau des physikalischen Ersatzbilds zusammen. In der Praxis ist der Modellierer sehr schnell in der Gefahr, implizit Annahmen zu treffen, die dem Auftraggeber nicht vermittelt werden. Werden alle Annahmen, die in den Aufbau des physikalischen Ersatzbilds einfließen, explizit in einem schriftlichen Dokument festgehalten und dem Auftraggeber verständlich vermittelt, so ist von vornherein ein gutes Fundament für ein späteres Vertrauen zum aufgebauten Modell gelegt. Gleichzeitig sichert sich der Modellierer gegen eine spätere Erweiterung des Modellumfangs durch den Auftraggeber ab.

**3. Validierung der Modellannahmen:** Die Annahmen und die Vereinfachungen bilden die Grundlage für die Modellierungstiefe und legen damit fest, für welche Systemanalysen das Modell gültig sein wird. Daher ist es sehr wichtig, dass die Auftraggeberseite und der Modellierer gemeinsam und sorgfältig die getroffenen Annahmen aus Sicht der durchzuführenden Systemanalysen überprüfen.

**4. Plausibilitätsprüfung und Sensitivitätsanalysen:** Im Verlauf der Modellbildung sollte jedes einzelne modellierte Teilsystem separat durch den Modellierer auf Plausibilität geprüft werden. Dies kann je nach Modell anhand von Zeitplots oder Animationen erfolgen. Eine Plausibilitätsprüfung am Gesamtmodell ist aus Komplexitätsgründen oft nicht mehr zu leisten. Parallel zur Phase der Parametrierung des qualitativen mathematischen Modells wird mit Hilfe der Sensitivitätsanalyse der Einfluss der Änderung bestimmter ausgewählter Parameter auf die Simulationsergebnisse untersucht. Die Sensitivitätsanalyse ist wichtig bei Parametern, deren Werte nur ungenau bestimmt werden können. Ferner ist von großem Interesse, welche Modellparameter die Simulationsergebnisse besonders stark beeinflussen. Diese Parameter müssen dann besonders sorgfältig bestimmt werden. Möglicherweise muss an dieser Stelle über den Aufbau eines Prüfstands zur genaueren Messung der entsprechenden Parameter entschieden werden.

**5. Vergleich mit Messungen oder anderen Simulationen:** Hier ist die schwierigste und wichtigste Phase der Modellvalidierung erreicht. Es muss geprüft werden, ob das Gesamtmodell die betrachtete Realität entsprechend der Aufgabenstellung hinreichend genau wiedergibt. In [Sar08, S. 161] werden einige gängige Validierungstechniken aufgeführt, die hier nicht weiter ausgeführt werden, weil sie meist auf ereignisdiskrete Systeme zugeschnitten sind. Grundsätzlich ist allerdings zu beachten, dass bei der Modellvalidierung nicht die selben Messdaten verwendet werden, die schon zur Parameteridentifikation herangezogen worden sind (Bild 2-3, Unterscheidung *Messreihe a* und *b*). Liegen noch keine realen Messdaten des Systems vor, so sind neben den Plausibilitätsanalysen aus dem vorherigen Schritt möglicherweise Teilmodelle mit einer anderen Modellierungstiefe nötig, um Vergleichssimulationen zu liefern. Darauf wird in Abschnitt 2.3.2 näher eingegangen.

In dieser letzten Phase der Modellvalidierung wird offensichtlich, dass klar formulierte Analyseaufgaben den Aufwand der Modellvalidierung deutlich verringern. Je enger der spätere Einsatzzweck des Modells spezifiziert ist, desto geringer wird auch der Modellierungs- und vor allem der Validierungsaufwand ausfallen (s. auch Bild 2-5 auf Seite 29).

**6. Dokumentation des Modells:** Die entscheidende Aufgabe für die Verwendung des Modells in zukünftigen Projekten besteht in der Modelldokumentation. Selbst wenn es sich um ein hervorragend aufgebautes und validiertes Modell handelt, werden andere Mitarbeiter Schwierigkeiten haben, es auch in Zukunft einzusetzen, sofern es schlecht dokumentiert ist. Beginnen sollte die Dokumentation mit der Aufgabenstellung und den Modellannahmen, die schon im Annahmen-Dokument (s. Punkt 2) formuliert worden sind.

Soll das Modell häufig in unterschiedlichen Konfigurationen verwendet werden (z. B. Pumpe mit oder ohne Leckageverluste; Pumpe an Speicher oder Drossel angeschlossen; ...), so ist es hilfreich, eine entsprechende selbsterklärende Benutzeroberfläche zu kreieren, die eine einfache Umschaltung zwischen den Konfigurationen ermöglicht. Ebenso wichtig ist die benutzerfreundliche Aufbereitung und Ausgabe der wichtigsten Simulationsergebnisse. Existiert eine klare Definition, wann die Simulationsergebnisse gut oder kritisch zu bewerten sind, so helfen entsprechende auffällige Signal-Buttons auf der Benutzeroberfläche des Modells.

Anhand des Annahmen-Dokuments gehören die Ergebnisse der Modellvalidierung ebenfalls in die Modelldokumentation [Lie95, S. 230]. Dabei sollten das Vorgehen bei der Validierung und die Vergleiche mit den zugrunde liegenden Messungen Punkt für Punkt auf die Aussagen in der Aufgabenformulierung und im Annahmen-Dokument bezogen werden. Simulationsergebnisse, die der Intuition zuwiderlaufen und besondere Abweichungen von den Messungen aufweisen, sollten ausführlich erklärt werden.

Sensitivitätsanalysen können eine ungeheure Datenflut erzeugen, die nicht in ihrem gesamten Umfang in die Modelldokumentation gehört. Wichtig ist eine kurze und prägnante Wiedergabe der Ergebnisse und des Fazits der durchgeführten Analysen.

### 2.3 Wahl einer geeigneten Modellierungstiefe

Nach der Beschreibung der generellen Vorgehensweise bei der Modellbildung (s. Abschnitt 2.1) und der Beleuchtung der Wichtigkeit der mit dem Modellierungsprozess verwobenen Modellvalidierung (s. Abschnitt 2.2) wird nun näher auf die Wahl der geeigneten Modellierungstiefe eingegangen.

Die Modellierungstiefe bringt zum Ausdruck, bis zu welcher Detaillierungstiefe die physikalischen Effekte des realen Systems abgebildet werden. Sie ist demnach ein Ausdruck für den Detaillierungsgrad eines Modells. Wollten wir z. B. den Flug eines Fußballs modellieren, so würde es für ein Modell niedrigsten Detaillierungsgrades genügen, nur die Wirkung der Erdanziehungskraft auf den Ball abzubilden. Die Hinzunahme des Luftwiderstands, des Ballspins, der asymmetrischen Schwerpunktlage usw. erzeugt einen immer größeren Detaillierungsgrad des Modells. Bereits am Beispiel des Ballflugs wird klar, dass mit der Zunahme des Detaillierungsgrads auf der anderen Seite oft auch die Komplexität des so erzeugten Modells steigt.

Die Entscheidung, ob man eine eher große oder eine geringe Modellierungstiefe wählt, wird bereits ganz zu Anfang der Modellbildung in den Überlegungen zum physikalischen Ersatzmodell getroffen (Bild 2-1 auf Seite 14). Die Erkenntnis jedoch, ob die richtige Modellierungstiefe getroffen wurde, kann in der Regel erst während der letzten Phase der Modellvalidierung, nämlich beim Abgleich der Simulationsergebnisse mit den Messdaten, erfolgen.

Die Modellierungstiefe ist natürlich kein Maß, das absolut festgelegt werden kann, sondern kann immer nur relativ zu einem anderen Modell bewertet werden. Auf der einen Seite würde die Erfassung aller physikalischer Phänomene eine unendlich große Modellierungstiefe erfordern, da jedes Atom abgebildet werden müsste. Auf der anderen Seite liegt die Modellierungstiefe bei Null, wenn sämtliche physikalischen Effekte vernachlässigt worden sind. Zudem hängt die Bewertung, ob es sich um eine große oder eine geringe Modellierungstiefe handelt, sehr stark vom Anwendungsfeld des Modells ab. Die Modellierungsaufgabe wird in diesem Beitrag daher aus Sicht der Entwicklung mechatronischer Systeme betrachtet. Da letztlich anhand des Modells die Erfüllung der geforderten dynamischen Funktion des Systems gewährleistet werden soll, geht es primär um die domänenübergreifende Abbildung des Systems – bestehend aus mechanischem Grundsystem, Aktorik, Sensorik und Informationsverarbeitung (Bild 1-2 auf Seite 5). *„Dazu soll die Repräsentation des Systems noch so realitätsnah erfolgen, dass einfache Rückschlüsse auf die realen Komponenten möglich*

sind; andererseits soll das physikalische Modell aber bereits so weit abstrahiert sein, dass sich daraus ein mathematisches Modell, welches für den Reglerentwurf geeignet ist, automatisiert erstellen lässt“ [Trä09, S. 5]. Eine wichtige Messlatte liegt bei der Echtzeitfähigkeit des erstellten Modells, die eine Voraussetzung für die Übertragbarkeit der Reglersynthese auf das reale System – z. B. im Rahmen einer HIL-Simulation – darstellt. Demnach orientiert sich der Begriff der Modellierungstiefe in diesem Beitrag an der Echtzeitfähigkeit des Modells.

Die Wahl der Modellierungstiefe hängt daher nicht nur von der Komplexität des betrachteten Systems ab, sondern vor allem von der Aufgabe, die mit Hilfe dieses Modells gelöst werden soll. In der Literatur findet sich bezüglich der Wahl der Modellierungstiefe ein großer Konsens darüber, dass einfache Modelle mit einer geringen Modellierungstiefe komplexen mit einer großen Modellierungstiefe meist vorzuziehen sind [CBP00, Pid96, Law07]. Dennoch stellt CHWIF [CBP00] fest, dass komplexe und große Modelle sich in jüngster Zeit immer mehr etablieren. Einer der Gründe dafür ist schlicht die Tatsache, dass die Rechenleistung und die Simulationssoftware den Aufbau und die Simulation von Modellen mit großer Modellierungstiefe zunehmend ermöglichen. Tatsache ist jedoch, dass große komplexe Modelle nicht nur Auswirkungen auf die Rechenleistung haben, sondern auch die Modellierer vor die zunehmende Schwierigkeit stellen, diese „explodierenden“ Modelle zu handhaben, zu validieren und vor allem deren Simulationsergebnisse zu verstehen bzw. zu beurteilen. NICOL nennt diese Probleme „Skalierungs-Probleme“ [PNB<sup>+</sup>99]. Vor allem unerfahrene Modellierer neigen eher dazu, komplexere Modelle aufzubauen, als erfahrene. Das liegt daran, dass Modellierungsexperten sich stärker auf die ersten Phasen der Modellbildung konzentrieren, vor allem auf die Definition der Annahmen und die Erstellung des physikalischen Ersatzbilds (Bild 2-3 auf Seite 19), was dazu führt, dass ihre Modelle oft einfacher sind.

Es stellt sich also heraus, dass die Modellierungstiefe ganz zu Beginn der Modellierungsaufgabe definiert wird, während sie erst zu deren Ende überprüft werden kann. Damit geht zwangsläufig einher, dass die Wahl der richtigen Modellierungstiefe ein sehr intuitiver und iterativer Prozess sein muss, der bei einer falschen Herangehensweise mit sehr viel Zeitaufwand bezahlt wird. Daher werden im folgenden Abschnitt einige einfache Prinzipien aus der Literatur zusammengefasst, die das *Herantasten* an die geeignete Modellierungstiefe begünstigen sollen.

### 2.3.1 Einige einfache Prinzipien zur Modellierung

Dieser Abschnitt listet einige praktische Regeln und Hinweise auf, die vor allem dabei helfen sollen, den richtigen Einstieg in die Modellierung eines Systems zu finden, ohne sich gleich in Komplexität und Details zu verzetteln. Die folgenden Modellierungstipps stammen zum größten Teil aus der Literatur [Pid96, CBP00], sind aber auch durch eigene Erfahrungen angereichert worden.

**1. Einfachheit:** Die erste Frage, die sich der Modellierer zum Einstieg in seine Aufgabe stellen sollte, lautet: „*Was muss ich mindestens berücksichtigen, um die definierte Aufgabe zu erfüllen?*“ – und nicht: „*Was darf ich bei der Modellierung vernachlässigen?*“ Je einfacher das Modell in der ersten Iterationsschleife ausfällt, desto eher können erste überschlägige Analysen des Systemverhaltens durchgeführt werden. Diese ersten Analysen sind natürlich noch nicht das Ziel, bieten aber die Möglichkeit, sich an das System heranzutasten und sensible Systembereiche einzugrenzen. Das erste stark vereinfachte Modell bietet bereits die Möglichkeit für eine Strukturierung des Modells.

**2. Klein beginnen und erweitern:** Ausgehend von den Erkenntnissen der Systemanalyse am stark vereinfachten Modell, können sensible Modellbereiche durch eine größere Modellierungstiefe verfeinert werden. Erste Vergleiche mit realen Messungen sind auf mögliche Ursachen der Modellabweichungen hin zu analysieren, um das Modell an den entsprechenden Stellen zu verfeinern.

Durch den Beginn mit einer geringen Modellierungstiefe hält man den langen Weg zwischen der Wahl einer ersten Modellierungstiefe und der ersten Validierung so kurz wie möglich, um schnell ein Gespür für die optimale Modellierungstiefe zu erhalten.

**3. Strukturierung – Mega-Modelle vermeiden:** Die Strukturierung eines Problems ist eines der mächtigsten Werkzeuge zur Bewältigung von Komplexität. Somit gehört eine wohlüberlegte Strukturierung zu den wichtigsten Voraussetzungen eines validen und auch für andere Anwender brauchbaren Modells. Die Strukturierung sollte bereits beim ersten idealisierten Modell erfolgen. Auf diese Weise bleibt das Modell auch nach seiner schrittweisen Verfeinerung und Ergänzung übersichtlich. Auch ermöglicht erst eine durchdachte Struktur mit sinnvollen physikalischen Schnittstellen zwischen den Systemkomponenten die Wiederverwendung von bereits in anderen Projekten aufgebauten und validierten Teilmodellen. Die Beobachtung zeigt, dass, je erfahrener ein Modellierer ist, er desto mehr Zeit auf die Strukturierung des Modells verwendet.

**4. Vorsicht bei Daten:** Auch der Umgang mit Mess- und Simulationsergebnissen sollte sorgfältig geschehen. Während der Modellanalyse (Bild 2-3) muss eine klare Trennung zwischen derjenigen Messdaten erfolgen, die für die Modellidentifizierung herangezogen werden, und denen, die der anschließenden Modellvalidierung zugrunde gelegt werden. Die Ergebnisse der Modellanalyse sollten kurz und prägnant zusammengefasst werden. Sehr umfangreiche Vergleichsplots sind eher störend für die Beurteilung und Weiterverwendung des Modells durch Andere.

Auch im Laufe der Systemanalyse können Simulationsmodelle eine Unmenge an Simulationsergebnissen produzieren. Daher ist es essenziell, die Ergebnisse der Systemanalyse in übersichtlicher Form zu dokumentieren. Insbesondere die Ergebnisse von

Parameterstudien können, wenn sie in einer Tabelle kondensiert dargestellt sind, wesentlich besser aufgenommen werden als zahlreiche Simulationsplots. Dennoch sollte darauf geachtet werden, dass neben der kurzen Dokumentation auch die zugrunde liegende Modellversion, die zugehörigen Parameter und die Randbedingungen festgehalten werden, um die Simulation zum späteren Zeitpunkt auch wiederholbar machen.

**5. Keine Angst vor Iterationen:** Auch wenn die bisher geschilderte Vorgehensweise bei der Modellbildung den Anschein erweckt, die Modellbildung sei ein streng rationaler und linearer Prozess (Bild 2-3 auf Seite 19), so zeigt die Praxis, dass eine iterative Vorgehensweise – ausgehend von einem stark idealisierten Modell mit schrittweiser Verfeinerung – schneller zum Ziel führt. Auch die Modellstruktur sollte zusammen mit den Modellerweiterungen iterativ angepasst werden.

### 2.3.2 Erhöhung der Modellierungstiefe zur Modellvalidierung

Der bisher vorgestellte Weg der Modellierung beginnt mit einem sehr einfachen Modell und detailliert dieses im Laufe des Projekts iterativ. Diese Vorgehensweise ist anzustreben und in den meisten Fällen das beste Mittel der Wahl. Dennoch zeigt die Praxis, dass es auch Fälle gibt, in denen der Weg umgekehrt erfolgt: Aus Gründen der Modellvalidierung wird als Zwischenschritt zunächst ein Modell größerer Modellierungstiefe benötigt, bevor man in der Lage ist, dieses durch Abstraktion soweit zu vereinfachen, dass es für eine Reglerauslegung verwendet werden kann.

Soll eine Prinziplösung noch vor dem Aufbau eines ersten Prototyps modelliert werden, stehen oft keine Messdaten zur Verfügung, anhand derer das Gesamtmodell des Systems validiert werden könnte. *„Hier bleibt nur noch die Möglichkeit, mit mentalen Modellen unterschiedlicher Komplexität und Modellierungstiefe zu arbeiten und die damit erzielten Simulationsergebnisse untereinander zu vergleichen (Benchmark). Die Anwendung von Plausibilitätstests in allen Phasen der Modellierung hat sich in der Praxis bewährt, auch wenn sie unter methodischen Gesichtspunkten nur als unbefriedigend anzusehen ist.“* [Wal95, S. 42-43] Die Validierung muss demnach in der Praxis oft separat für Teilsysteme durchgeführt werden. Aus dieser Warte betrachtet, ist die These naheliegend, dass bereits bei der Modellierung über die Möglichkeiten der anschließenden Validierung der Teilsysteme nachgedacht werden muss. Die Überlegungen zur oft schwierigen, aber grundsätzlich notwendigen Modellvalidierung zeigen, dass ein ursächlicher Zusammenhang zwischen der Möglichkeit der Modellvalidierung und einer geeigneten Modellierungstiefe besteht.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass für jedes Teilsystem entweder Messdaten oder ein zur Plausibilitätsprüfung geeignetes Teilmodell in einer anderen Modellierungstiefe vorliegen muss, anhand derer man die Simulationsergebnisse des Zielmodells validieren kann. Neben diesen zur Verfügung stehenden Möglichkeiten kommt der Einfluss der Systemkenntnis des Entwicklers als weitere Achse hinzu. Innerhalb

des Entwicklungsprozesses gilt es, für einzelne Teilsysteme zu entscheiden, welche Vorgehensweise man für eine Modellvalidierung bevorzugt. Grundsätzlich stehen drei Möglichkeiten zur Verfügung:

- (i) Prüfstands Aufbau zur Untersuchung von unbekanntem Teilsystemen
- (ii) Rückgriff auf vorhandene Erfahrungswerte der beteiligten Entwickler
- (iii) Aufbau von Teilmodellen größerer Modellierungstiefe (z. B. FEM-Simulation)

Aus diesen drei Möglichkeiten wird bereits ersichtlich, dass die Validierungsmöglichkeiten sich direkt auf die Wahl der Modellierungstiefe bzw. auf die Notwendigkeit von Modellen unterschiedlicher Detaillierungsgrade auswirken. Bild 2-4 veranschaulicht diesen Zusammenhang zwischen der Systemkenntnis des Modellierers relativ zur Systemkomplexität und der Modellierungstiefe, die notwendig ist, um das aufgebaute Modell validierbar zu machen.

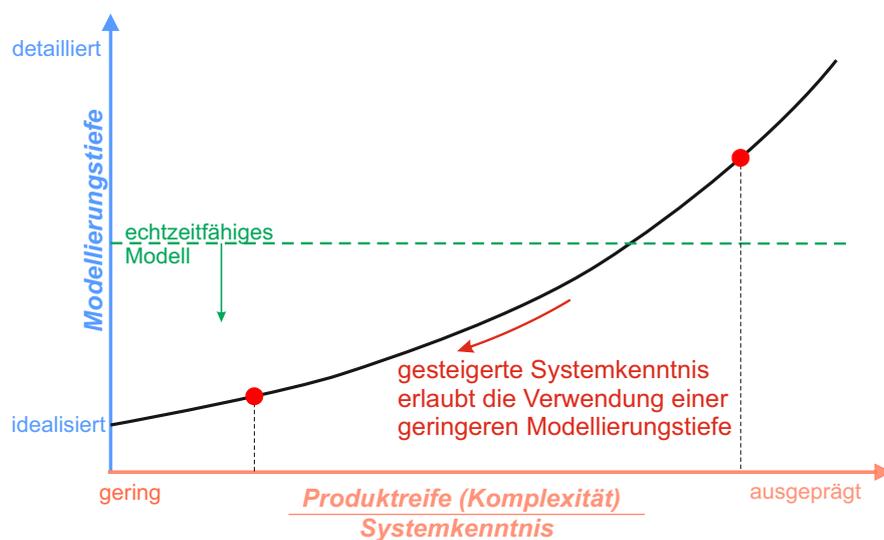
**Geringe Modellierungstiefe:** Generell lässt sich sagen, dass die Modellierungstiefe so gering wie möglich und so groß wie nötig gewählt werden sollte [Wal95, S. 40]. Ein Modell sollte bevorzugt so einfach wie möglich aufgebaut werden, um unnötig große Komplexität zu vermeiden, die sich nach der Modellierung vor allem in Simulation und Analyse negativ bemerkbar macht. Dies wird von zahlreichen Autoren in gleicher Weise gesehen: „*Einfachheit ist die Essenz der Simulation*“ [Sal93] und „*Small is Beautiful*“ [Rob94].

Ein weiteres Argument für eine möglichst geringe Modellierungstiefe liefert der einprägsame Satz von PAUL VALÉRY: „*Alles Einfache ist falsch, alles Komplizierte unbrauchbar*“ [Wik13]. Bezogen auf Simulationsmodelle besagt das „*Bonini-Paradoxon*“, dass ein Modell umso schwieriger zu verstehen ist, je vollständiger es ein komplexes System beschreibt [Wik13]. Demnach böte selbst ein vollständiges Modell keineswegs die beste Unterstützung für die modellbasierte Analyse des Systems. Erst ein auf das betrachtete Problem zugeschnittenes idealisiertes Modell unterstützt ein tiefergehendes Systemverständnis, indem es Komplexität auf eine zulässige Weise reduziert.

Doch sollte bereits bei der Planung der Modellierungstiefe die Möglichkeit der anschließenden Modellvalidierung berücksichtigt werden. Die Voraussetzung für die Wahl einer geringen Modellierungstiefe ist allerdings eine gute Systemkenntnis des Modellierers relativ zur Komplexität des vorliegenden Systems. Der Modellierer braucht in diesem Fall ein gutes „*Gespür*“ für wichtige und für vernachlässigbare physikalische Effekte des Systems. Eine geringe Modellierungstiefe geht nämlich einher mit umfangreichen Vernachlässigungen (z. B. Vernachlässigung von Gelenkelastizitäten) sowie mit Abstraktionen der Wirklichkeit (z. B. Reduzierung von 3D auf 2D).

Die Vorteile einer geringen Modellierungstiefe liegen jedoch auf der Hand: Neben der Echtzeitfähigkeit der Modelle und kurzen Simulationszeiten enthält das Modell nur

wirklich relevante Parameter, die mit einer einfacheren Modellidentifizierung einhergehen. Gleichzeitig birgt eine geringe Modellierungstiefe aber die Gefahr einer Fehleinschätzung des Systems, da die Modellvalidierung fast ausschließlich auf der Systemkenntnis des Modellierers beruht, sofern keine Messergebnisse hinzugezogen werden können. Zudem ist große Vorsicht bei Parametervariationen geboten, da der Gültigkeitsbereich sehr stark idealisierter Modelle signifikant eingeschränkt ist. Daraus geht hervor, dass eine geringe Modellierungstiefe vor allen Dingen für den prinzipiellen Funktionsnachweis und den idealisierten Reglerentwurf angestrebt werden sollte, jedoch nur mit größter Vorsicht für eine Streckenanalyse einsetzbar ist.



**Bild 2-4:** Wahl der Modellierungstiefe in Abhängigkeit von der Systemkenntnis des Modellierers im Vergleich zur Systemkomplexität

**Große Modellierungstiefe:** Ist die Systemkenntnis des Modellierers im Vergleich zur Komplexität des Systems nur gering, so ist der Entwickler gefordert, Zusatzinformationen über das zu entwickelnde System einzuholen. Dies kann einerseits durch Messergebnisse geschehen. Sind diese jedoch mit vertretbarem Aufwand nicht zu beschaffen, weil noch kein Prototyp existiert oder die Vorgänge nicht messbar sind, kann diese Information andererseits durch eine Erhöhung der Modellierungstiefe beschafft werden (Bild 2-4). Eine größere Modelldetaillierung kann bei mathematischen Modellen durch die Abbildung zusätzlicher physikalischer Effekte erfolgen. Beispielsweise kann in einem Hydraulikzylinder-Modell eine zunächst pauschal angenommene Ölleckage, deren Koeffizient vom Entwickler nicht sicher geschätzt werden konnte, durch die Beschreibung dieser Leckage aus dem Spalt zwischen der Kolbendichtung und den Zylinderwänden berechnet werden. Die Modelldetaillierung auf mathematischer Ebene ist jedoch häufig sehr aufwändig und verlangt vom Modellierer eine detaillierte

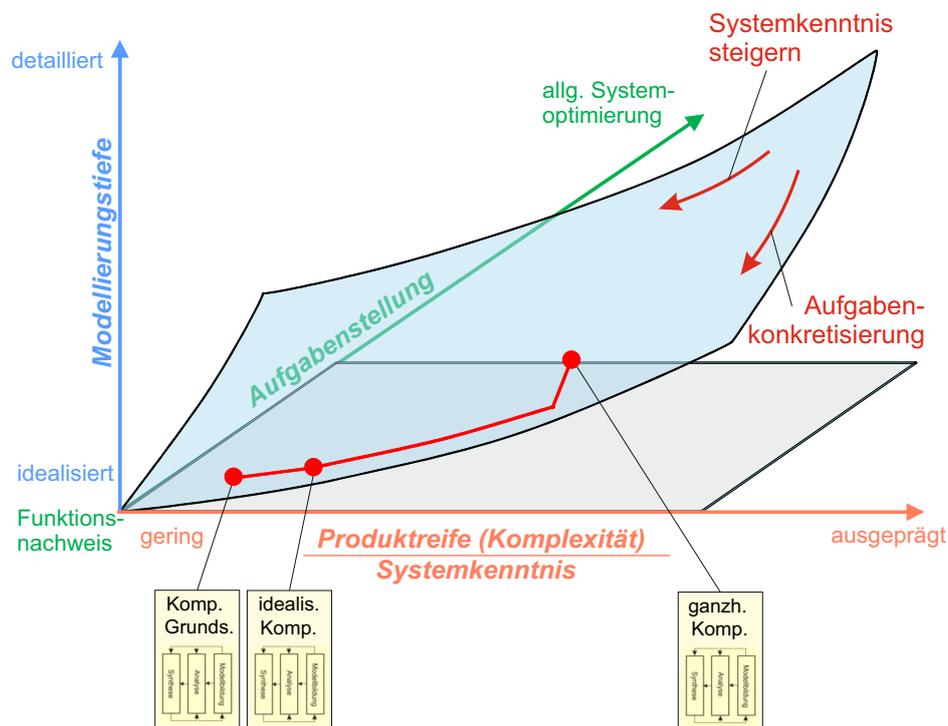
Auseinandersetzung mit den physikalischen Effekten und ihrer mathematischen Repräsentation.

Eine weitere Möglichkeit zur Modelldetaillierung bietet die Nutzung von spezialisierten Softwaretools und Modellbibliotheken. Ein weit verbreitetes Beispiel ist die FE-Methode zur Modellierung von Bauteilverformungen, Strömungs- und Wärmeübertragungssimulationen. Auch innerhalb der MKS-Modellierungstools existieren oft hilfreiche Modellbibliotheken und Toolboxen: beispielsweise für die Simulation von Starrkörperkontakten, Reibung und elastischen Bauteilverformungen. Eine geschickte Nutzung dieser Art von „*Toolboxwissen*“ kann einen erheblichen Beitrag zur Abbildungsgenauigkeit des untersuchten Systems leisten.

Insbesondere zur Analyse und zur Optimierung von Teilkomponenten des mechanischen Grundsystems sind in dieser Art aufgebaute Modelle eine sicherere Alternative, da sie im Vergleich zu abstrakteren Modellen über einen wesentlich größeren Gültigkeitsbereich bei Parametervariationen verfügen.

**Einfluss der Aufgabenstellung auf die Modellierungstiefe:** Zur Wahl einer geeigneten Modellierungstiefe für den Entwurf eines mechatronischen Systems lässt sich keine einfache und eindeutige Antwort geben. Vielmehr hängt die geeignete Modellierungstiefe von zahlreichen Faktoren ab: Neben der Komplexität des mechanischen Grundsystems und der Erfahrung des Entwicklers mit ähnlichen Systemen spielen hier auch die Aufgabenstellung und die jeweilige Projektphase eine Rolle. Das führt dazu, dass die Modellbildung in der Praxis ein stark iterativer Prozess ist. Oft steht am Ende der Entwicklungsaufgabe auch nicht nur ein einziges Gesamtmodell, das alle Fragen der mechatronischen Komposition beantworten kann, sondern es werden eine Reihe von Modellen unterschiedlicher Modellierungstiefen nebeneinander benötigt.

Bild 2-5 soll die in diesem Kapitel geschilderten Einflussfaktoren auf die Modellierungstiefe illustrieren. Neben dem Zusammenhang zwischen Modellierungstiefe und Systemkenntnis aus Bild 2-4 ist mit der Raumachse die Auswirkung der Aufgabenstellung berücksichtigt. Die geeignete „*Modellierungstiefe*“ wird von der vertikalen z-Achse aufgezeigt und reicht von *idealisiert* bis *detailliert*. Die Modellierungstiefe steigt progressiv mit zunehmendem Verhältnis zwischen *Produktreife* und *Systemkenntnis*. Je höher die Produktreife bzw. die Produktkomplexität im Vergleich zu der Erfahrung des Entwicklers mit vergleichbaren Produkten ist, desto größer wird dieses Verhältnis und desto größer wird die zur Modellvalidierung erforderliche Modellierungstiefe. Befindet man sich bei einer Neuentwicklung in der Phase der „*Komposition des Grundsystems*“ (erste Phase der mechatronischen Komposition), so ist die Produktreife [Sch08] noch sehr gering, so dass eine geringe Modellierungstiefe zur überschlägigen Abbildung des Systems völlig ausreichend ist. Bis hin zur „*ganzheitlichen Komposition*“ steigen der Produktreifegrad und die damit verbundene notwendi-



**Bild 2-5:** Einflussfaktoren auf die Modellierungstiefe

ge Erhöhung der Modellierungstiefe zur Abbildung der realen Produktkomponenten. Dieser Zusammenhang deckt sich mit den oben vorgestellten „Prinzipien zur Modellierung“ (s. Abschnitt 2.3.1): Es wird empfohlen, sehr idealisiert mit einer geringen Modellierungstiefe zu beginnen und diese im Laufe des Projekts zu detaillieren und zu erweitern.

Gleichzeitig hängt die geeignete Modellierungstiefe auch von der „Aufgabenstellung“ ab, die durch die Raumachse aufgespannt wird. Die Modellierungstiefe kann gering gewählt werden, wenn die Aufgabenstellung klar und zielgenau formuliert ist. Der „Funktionsnachweis“ einer neuen Prinziplösung unter idealen Bedingungen ist z. B. eine klare Aufgabendefinition, die mit einem einfachen Modell geringer Modellierungstiefe bearbeitet werden kann. Das Gegenteil davon ist die Aufgabe, eine „allgemeine Systemoptimierung“ durchzuführen – ohne die Aufgabenstellung auf eine bestimmte Baugruppe oder eine bestimmte Systemeigenschaft zu fokussieren. Bei einer derartig allgemeinen Fragestellung können zunächst keine vereinfachenden Annahmen beim Modellaufbau getroffen werden, da nicht klar ist, welche Systemeigenschaften genau untersucht werden sollen. Diese unfokussierte Aufgabenstellung wird mit einer großen Modellierungstiefe erkaufte.

Soll diese weitgefaste Aufgabe der Systemoptimierung an einem Produkt durchgeführt werden, das bereits jahrelang im Kundeneinsatz ist und in dieser Zeit eine sehr

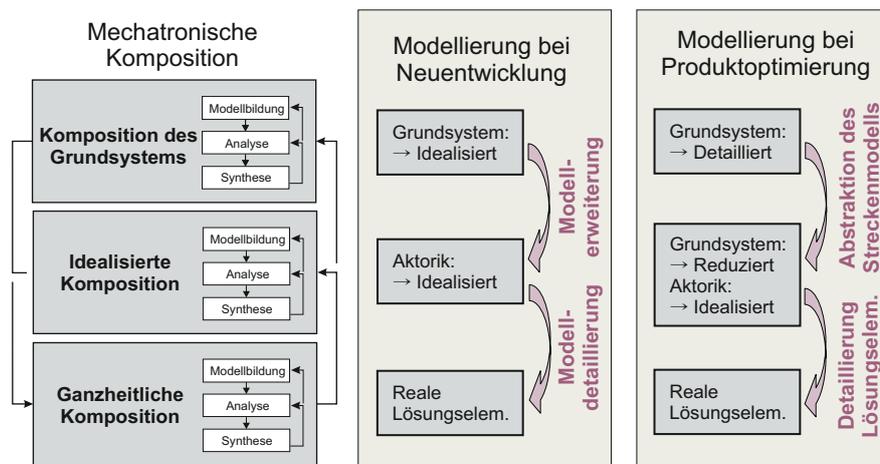
große Produktreife erreicht hat, trifft man den höchsten Punkt der erforderlichen Modellierungstiefe. In diesem Fall ist der Projektleiter gut beraten, durch eine „*Aufgabenkonkretisierung*“ die erforderliche Modellierungstiefe zu verringern. Der zweite Weg zur Verringerung der erforderlichen Modellierungstiefe besteht in der „*Steigerung der Systemkenntnis*“. Dies kann durch Schulung des Entwicklers durch einen Systemexperten, durch eigene Prüfstandsmessungen oder durch eine modellbasierte Analyse des Systems erfolgen (s. Absatz „*Große Modellierungstiefe*“ auf Seite 27). Diese Situation entsteht oft bei Projekten zur Verbesserung eines bereits bestehenden Produkts (s. Abschnitt 2.3.3) und wird in Kapitel 4 am Beispiel der modellbasierten Optimierung eines Vereinzelungsmoduls im Geldautomaten vertieft.

### 2.3.3 Modellbildung aus Sicht der Mechatronischen Komposition

So groß die Vorteile von spezialisierten Modellbibliotheken auch sind, erkaufte man sich selbst im besten Fall den Nachteil von langen Simulationszeiten und nicht-echtzeitfähigen Modellen. Häufig steht man dabei auch vor dem Problem, dass nur Teilsysteme getrennt vom Gesamtsystem simuliert oder, wie bei FE-Modellen, häufig nur der quasistatische Zustand des Systems abgebildet werden können. Das Ziel der Modellierung beim Entwurf mechatronischer Systeme ist jedoch die ganzheitliche Betrachtung des Systems zur Auslegung des kontrollierten Bewegungsverhaltens. Aus dieser Sicht ist das Ziel der Modellierung, ein soweit vereinfachtes Modell zu entwickeln, dass das Gesamtsystem simulierbar ist und dabei für die jeweilige Entwurfsaufgabe vertretbare Simulationszeiten erreicht werden.

Demnach ist im Rahmen der mechatronischen Komposition immer eine möglichst geringe Modellierungstiefe anzustreben. Wird aus Gründen der Modellvalidierung oder der Notwendigkeit einer gründlichen Streckenoptimierung im Sinne der ersten Phase der mechatronischen Komposition (*Komposition des Grundsystems*: s. Bild 1-5) dennoch ein detailliertes Modell aufgebaut, so erfordert die Einbeziehung der Regelungstechnik in der zweiten Phase der mechatronischen Komposition (*idealisierte Komposition*) ein weiteres, idealisiertes Gesamtmodell des Systems, das nun aber mit Hilfe des detaillierten Modells komfortabel validiert werden kann. Der Aufbau eines zweiten, idealisierten Gesamtmodells profitiert von den bestehenden detaillierten Teilmodellen signifikant:

- (i) Die Streckenanalyse an den detaillierten Teilmodellen trägt erheblich zum Begreifen der Physik des Systems bei – wesentliche und vernachlässigbare physikalische Effekte sind auf diese Weise bekannt und können in der weiteren Modellierung verwertet werden.
- (ii) Die relevanten Ein- und Ausgänge für die Beeinflussung des Bewegungsverhaltens des Systems sind nach der Streckenanalyse am detaillierten Modell bekannt



**Bild 2-6:** Modellbildungsaufgaben in den drei Phasen der mechatronischen Komposition

- das aufzubauende vereinfachte Modell kann sich auf diese Ein- und Ausgänge konzentrieren.
- (iii) Für das Bewegungsverhalten relevante Zustände und Parameter des Systems sind bekannt – das aufzubauende idealisierte Modell kann sich auf diese beschränken.
- (iv) Die Validierung des idealisierten Gesamtmodells erfolgt anhand der detaillierten Teilm Modelle – auch unsichere Abstraktionen in der Modellbildung können so validiert werden.

**Einordnung in die mechatronische Komposition:** In Bild 2-6 sind die wesentlichen Modellierungsaufgaben den drei Phasen der mechatronischen Komposition zugeordnet. Bei einer Neuentwicklung eines mechatronischen Produkts deckt sich die Vorgehensweise der mechatronischen Komposition mit den dafür notwendigen Aufgaben in der Modellierung (Bild 2-5). Angefangen wird mit einem sehr einfachen, idealisierten Modell des Grundsystems. Dieses wird im Laufe der Komposition um eine idealisierte Aktorik und Sensorik erweitert. Erst im letzten Schritt wird zur Berücksichtigung realer Sensor-, Aktor- und Streckenkomponenten die Modellierungstiefe an den benötigten Stellen erhöht.

Soll die mechatronische Komposition jedoch zur Optimierung eines bereits bestehenden und sehr ausgereiften komplexen Produkts eingesetzt werden, so wird für die Streckenanalyse zunächst ein detailliertes Modell des zu untersuchenden Grundsystems mit einer großen Modellierungstiefe benötigt. Das Ziel der Analyse des Grundsystems besteht darin, sein Verbesserungspotenzial aufzudecken. Vor allem soll modellbasiert geprüft werden, welche Aktoren für die Steuerbarkeit und welche Größen für die Beobachtbarkeit des Grundsystems die relevantesten sind. Die so gewonnenen Informationen über das mechanische Grundsystem bilden die Grundlage für den Aufbau eines

**Tabelle 2-1:** Projektbeispiele zu unterschiedlichen Modellierungstiefen

	<b>Neuentwicklung</b> Konzipierungsphase	<b>Neue Funktionen</b> am bestehenden Syst.	<b>Systemoptimierung</b> am erprobten System
Beispiele	<b>Chamäleon-Tilger</b>	<b>Aktive Federung</b>	<b>Vereinzelungsmodul</b>
Modellierung (1. Iteration)	Modellierung der Prinziplösung	Streckenmodell & Prinziplösung neuer Funktion	Streckenmodell
Zweck des 1. Modells	- Funktionsnachweis - Parameterbereich abstecken	- Streckenabbildung - Funktionsnachweis neuer Funktion	Strecken-Analyse: - Systemschwächen - Eingriffsmöglichkeiten - Verbesserungspotential
Modellie- rungstiefe	- <b>gering</b> - Gesamtsystem	- Strecke: <b>mittel</b> (evtl. empirisch) - neue Funkt.: <b>gering</b>	<b>groß</b> (Gültigkeit bei Parametervariation)
Validierung	- Erfahrung - Plausibilitäts- analysen	-Datenblätter -vorliegende & eigene Streckenmessungen	-Datenblätter/Messung -Prüfstands Aufbau -Genauere Teilmodelle

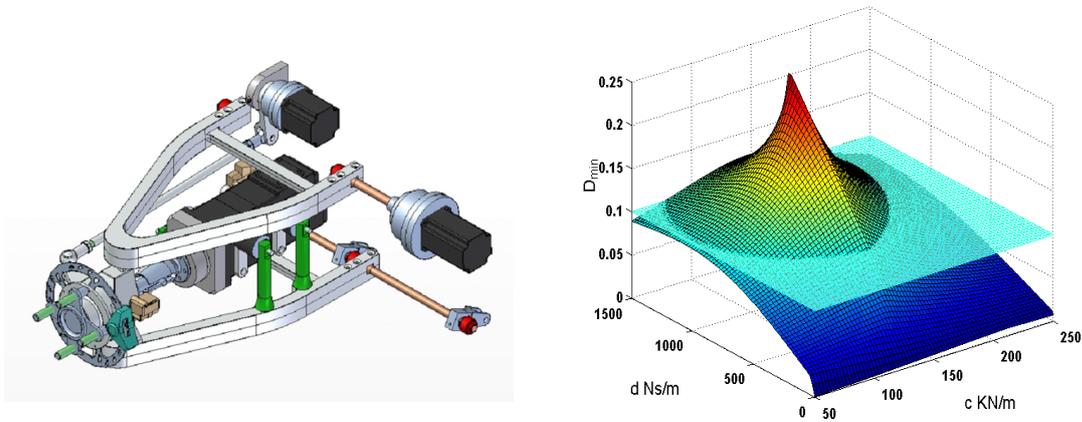
neuen, reduzierten oder abstrahierten Modells. Dieses wird im Rahmen der „*idealierten Komposition*“ für die Entwicklung einer Regelstrategie verwendet.

### 2.3.4 Einige Projektbeispiele zur Modellierung

Das Ziel beim Entwurf mechatronischer Systeme ist die modellbasierte Auslegung des dynamischen Systemverhaltens. Dazu ist ein Modell erforderlich, welches das System genau genug abbildet und das dennoch so einfach ist, dass eine Reglerauslegung sinnvoll möglich ist. Der Weg zu einem solchen Modell wurde in diesem Kapitel dargelegt und soll nun durch einen kurzen Einblick in drei praktische Projektbeispiele veranschaulicht werden.

Tabelle 2-1 stellt jeweils die Modellierungstiefe des Modells der ersten Iterationschleife dreier Beispielprojekte exemplarisch dar. Diese Zusammenstellung veranschaulicht, dass die erforderliche Modellierungstiefe der ersten Iterationsschleife in der Modellierung vor allem von der Systemkomplexität zu Beginn des Projekts abhängt. In der Tabelle wird nach drei verschiedenen Projektkategorien unterschieden.

**Neuentwicklung:** Als Projektbeispiel für Neuentwicklungen ist das Radmodul des von NACHTIGAL [NJT08] entwickelten innovativen Elektrofahrzeugs „*Chamäleon*“ aufgeführt. Jedes der vier identischen Radmodule (Bild 2-7, links) besteht aus drei Elektromotoren, die jeweils die Aufgaben der Einzelradlenkung, der aktiven Federung und des Einzelradantriebs erfüllen. Die Konzeptidee sieht vor, die Masse des Antriebsmotors für die Tilgung der hochfrequenten Vertikalbewegungen des Rades in seiner Resonanzfrequenz zu nutzen.

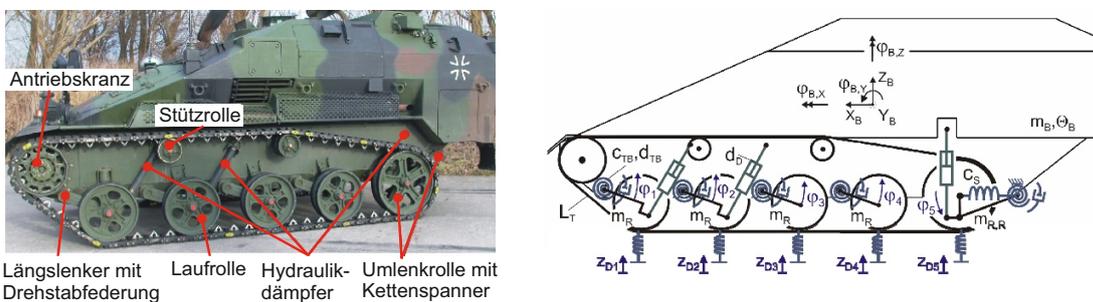


**Bild 2-7:** links: Radmodul des Elektrofahrzeugs *Chamäleon*; rechts: Analyseergebnis der Rad-dämpfung in Abhängigkeit von Dämpfung und Steifigkeit der Elastomerlagerung des Antriebsmotors [Kha08, S. 20]

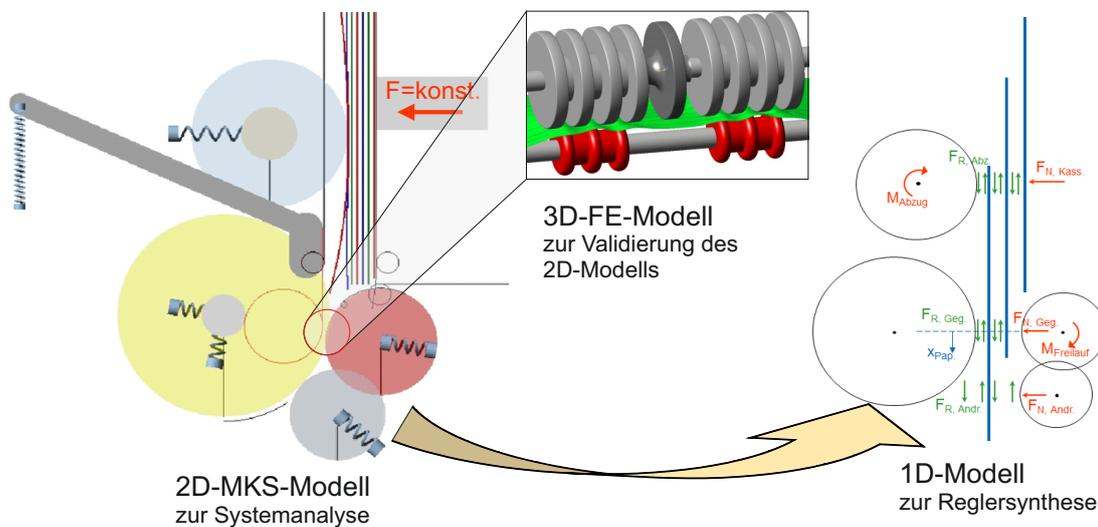
Die Aufgabe der ersten modellbasierten Analyse bestand im Funktionsnachweis des Radtilgers und dem Abstecken des Parameterbereichs geeigneter Elastomerlager. Mit Hilfe eines MKS-Modells mit zwei Freiheitsgraden – eines Modells sehr geringer Modellierungstiefe – wurde ein Parameterfenster für die Steifigkeit und die Dämpfung der Elastomerlager ermittelt (Bild 2-7, rechts: Fläche oberhalb der blauen Ebene).

**Neue Funktion am bestehenden System:** In der Praxis weit verbreitet ist der Fall, dass an einem bestehenden und sehr gut erprobten System ein Teilsystem durch ein neues ersetzt wird oder dieses eine vollständig neue Funktionalität am alten System realisieren soll.

Als Projektbeispiel aus der Praxis kann die von ILLG vorgestellte Entwicklung eines aktiven Federungssystems für das kettenbetriebene Fahrzeug „Wiesel“ aufgeführt wer-



**Bild 2-8:** links: Seitenansicht Kettenfahrzeug *Wiesel 2*  
rechts: physikalisches Ersatzmodell der Vertikaldynamik [IJT09]



**Bild 2-9:** Drei Modelle unterschiedlicher Modellierungstiefe zur Optimierung des Vereinzlungsmoduls (vgl. Bild 4-1 auf Seite 55)

den [IJT09]. Mit dem ersten Modell sollte die Frage beantwortet werden, an welchen Rollen des Kettenfahrzeugs der Eingriff eines geregelten Federungsaktors am effektivsten ist. Dazu musste zunächst die Strecke, d. h. die Karosserie und das Fahrwerk des gegebenen Kettenfahrzeugs, so gut abgebildet werden, dass seine Vertikaldynamik die Messungen gut wiedergab. Da das Fahrwerk an sich nicht verändert werden sollte, genügte auch ein in Teilen empirisches Modell, das mit Hilfe der Messergebnisse abgeglichen werden sollte. Im Ergebnis wurden die Karosserie und die einzelnen Rollen jeweils als Starrkörper abgebildet, während die Kette als masseloses elastisches Band abstrahiert wurde (Bild 2-8). Die Validierung des Streckenmodells konnte vollständig anhand vorliegender und eigens durchgeführter Messungen erfolgen.

Die Aktoren wurden im ersten Schritt noch im Sinne der *idealisierten Komposition* als ideale Kraftsteller betrachtet, da in dieser Phase der prinzipielle Funktionsnachweis – allerdings unter genauer Berücksichtigung der vorliegenden Fahrzeugdynamik – erbracht werden sollte.

**Modellbasierte Systemoptimierung:** Soll ein bestehendes, über einen langen Zeitraum evolutionär optimiertes und im praktischen Einsatz erprobtes Produkt mittels eines neu aufzubauenden Modells weiter optimiert werden, so erfordert diese Aufgabenstellung ein Streckenmodell, das zum Einen vorhandene Messergebnisse genau wiedergibt und zum Anderen auch alle relevanten inneren Zustände des Systems abbildet. Zur modellbasierten Aufdeckung der Systemschwächen muss das Modell zudem über einen relativ großen Bereich von Parametervariationen verlässlich sein.

Als Projektbeispiel für die modellbasierte Systemoptimierung wird die in Kapitel 4 behandelte Analyse des Vereinzelungsmoduls der Fa. Wincor-Nixdorf aufgeführt. Dieses Projekt erforderte den Aufbau von drei Modellen unterschiedlicher Modellierungstiefe und einen Prüfstands Aufbau zur Validierung eines besonders empfindlichen Teilsystems.

Begonnen wurde mit dem Aufbau eines zweidimensionalen MKS-Modells des Gesamtsystems. Zu dessen Validierung musste ein dreidimensionales FEM-Modell des V-Spalts herangezogen werden, was einer lokalen Erhöhung der Modellierungstiefe entspricht. Nach der erfolgreichen Systemanalyse am 2D-MKS-Modell konnte zur Reglersynthese schließlich ein sehr abstraktes 1D-Modell mit starren Geldnoten aufgebaut werden. An dieser Stelle konnte die während der Systemanalyse erarbeitete Systemkenntnis in Kombination mit der für den Reglerentwurf konkretisierten Aufgabenstellung genutzt werden, um ein sehr abstrahiertes Modell geringer Modellierungstiefe aufzubauen.

## 2.4 Zusammenfassung und Fazit

Beim Entwurf mechatronischer Systeme ist vor allem bei Neuentwicklungen der Einstieg mit sehr einfachen idealisierten Modellen zu empfehlen. Die Validierung dieser Modelle bleibt zunächst zwar in weiten Teilen der Erfahrung des Modellierers überlassen, kann aber im Laufe des Projekts mit realen Messungen an besonders unsicheren Komponenten abgeglichen werden.

Anders sieht es oft bei der erstmaligen Modellierung bereits fertiger und über die Einsatzjahre evolutionär gereifter Produkte aus. Hier ist der Modellierer meist nicht in der Lage, das System mit einem einfachen Modell zu beschreiben. Der Worst-Case-Fall tritt dann ein, wenn der Modellierer, der das in der Praxis bewährte System nicht genau kennt, vor der Aufgabe steht, modellbasiert das Optimierungspotenzial dieses Produkts zu analysieren. Hier wird implizit ein Modell verlangt, welches das Produkt im realen Einsatz realitätsgetreu abbildet und gleichzeitig bei Parametervariationen seine Gültigkeit beibehalten muss. Unter diesen Umständen wird gleich zu Beginn des Projekts eine sehr hohe Modellierungstiefe erforderlich (s. Bild 2-5 auf Seite 29).

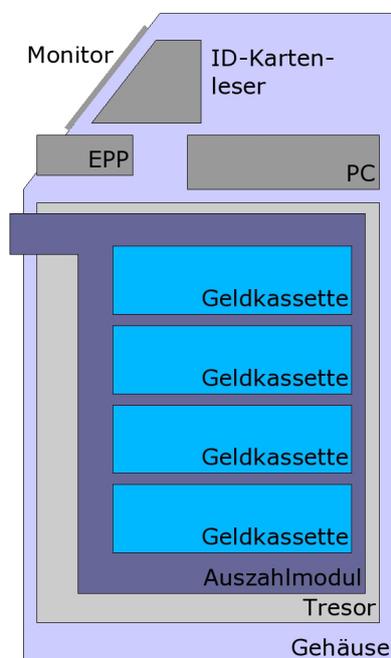
Insbesondere bei der erstmaligen Modellierung bereits aufgebauter Systeme wird daher empfohlen, die Aufgabenstellung bezüglich der modellbasierten Analyse des Systems sehr klar auf eine definierte Systemeigenschaft oder auf eine Komponente des Systems zu beschränken. Nur so ist der Entwickler in der Lage, vereinfachende Annahmen zu treffen und die erforderliche Modellierungstiefe auf ein praktikables Maß zu reduzieren.



### 3 Stand der Technik beim Vereinzeltungsvorgang

Den Schwerpunkt dieser Arbeit bilden die modellbasierte Analyse und die regelungstechnische Optimierung des Vereinzeltungsvorgangs in einem Bankautomaten. Daher wird in diesem Kapitel eine Übersicht über den Stand der Technik von Vereinzeltungssystemen für Banknoten gegeben.

Bankautomaten werden in *Geldausgabeautomaten* und *Geldeinzahlgeräte* unterteilt, wobei letztere als neuere Gerätegeneration *Cash-Recycling-Automaten* sein können, die das von Kunden eingezahlte Geld an nachfolgende Kunden auszahlen können; dieser Recycling-Vorgang ermöglicht größere Befüllungsintervalle. Ein heutiger Geldausgabeautomat besteht aus einem Industrie-PC mit angeschlossener Peripherie für die Kundenkommunikation und einem Auszahlmodul zum Vereinzeln und Ausgeben der Geldscheine (Bild 3-1). Das gesamte Auszahlmodul befindet sich dabei aus Sicherheitsgründen innerhalb eines Tresors. Aus vier Geldkassetten, die beispielsweise Fünf-, Zehn-, Zwanzig- und Fünfzig-Euro-Scheine enthalten, werden Scheine entnommen und über Transportbänder auf der Rückseite des Auszahlmoduls nach oben beför-



**Bild 3-1:** Bestandteile eines Geldausgabeautomaten [Rot11]

dert, bis der gewünschte Betrag erreicht ist. Nachdem der Kunde die Karte entnommen hat, bekommt er die Scheine im Geldausgabefach überreicht [Wik04].

In eine fünfte Geldkassette, die sogenannte Reject-Kassette, gelangen dann Scheine, wenn beim Vereinzeln der Banknoten aneinander klebende Scheine aussortiert worden sind oder wenn der Kunde das Geld nicht innerhalb einer festgelegten Zeitspanne aus dem Automaten genommen hat. Obwohl es trotz möglicher Doppelabzüge von Geldnoten wegen der anschließenden Prüfung zu keiner Falschzahlung an den Kunden kommt, fällt einem einwandfreien Vereinzlungsvorgang eine sehr große Bedeutung zu. Jede fehlerhafte Vereinzlung führt dazu, dass Geldnoten in die Reject-Kassette gelangen und nicht mehr an den Kunden ausgezahlt werden. Schließlich führt das zu engeren Wartungs- und Befüllungsintervallen und so zu höheren Unterhaltungskosten für die Bank. Ein ganz besonderes Augenmerk liegt zudem auf der Betriebssicherheit des Vereinzlungsmoduls. Jeder Geldnotenstau, den das Gerät nicht selbstständig beseitigen kann, führt zum sofortigen Ausfall des Geräts, was unter allen Umständen vermieden werden soll. Erschwerend kommen wechselnde Randbedingungen durch weltweit unterschiedliche Geldnoteneigenschaften hinsichtlich Größe, Reibung und Steifigkeit sowie verschmutzte, verklebte, stark abgenutzte und eingerissene Noten – sogenanntes *unfittes Geld* – hinzu. Dementsprechend unterliegen die Mechanismen für die Geldnotenvereinzlung zahlreichen Anforderungen, von denen hier die wichtigsten in abnehmender Priorität aufgeführt werden:

- Betriebssicherheit (kein Banknotenstau bzw. autom. Auflösen eines Staus)
- Wartungsfreiheit
- Funktionssicherheit gegen Doppelabzüge
- Robustheit gegenüber wechselnden Banknoteneigenschaften
- Vermeidung von Schiefzug der Banknoten
- Hohe Taktrate (min. 10 Noten pro Sekunde)
- Gleichmäßiger Notenabstand (wichtig für die Weiterverarbeitung der Noten)
- Schonung des Transportmediums
- Energieeffizienz
- Niedrige Geräuschemission

Diese einander teilweise widersprechenden Anforderungen haben zur Entwicklung einer Vielzahl von Vereinzlungsmechanismen geführt, deren wichtigste nun im folgenden Abschnitt mit Hilfe eines Klassifizierungsvorschlags präsentiert werden.

**Tabelle 3-1:** Klassifizierung von Vereinzelungssystemen für Banknoten

Vortrieb	Friktion	pneumatisch unterstützt	rein pneumatisch
Ansteuerung	gleichförmig		Rückhaltebleche
	gesteuert		
	geregelt		
Rückhaltesystem	abrasiv - Rückhalterollen, Rückhalteriemer, Rückhaltekufern		Rückhaltebleche
	nicht-abrasiv - Momentenbegrenzung, Unterdruck		
Vereinzelungshilfe	Vereinzelungsunterstützung - Anblasen, Vibration, ...		
	Vereinzelungssicherung - Rückhaltesicherungen		

### 3.1 Klassifizierung unterschiedlicher Vereinzelungstechniken

In diesem Abschnitt werden die auf Basis einer Patentrecherche ermittelten Vereinzelungstechniken für Banknoten und für Papierbögen der Übersicht halber mit Hilfe eines Klassifizierungsvorschlags vorgestellt, um einfacher gegeneinander abgegrenzt und bewertet werden zu können.

Tabelle 3-1 zeigt die vorgeschlagene Klassifizierung der Vereinzelungstechniken in komprimierter Form. Die Techniken werden dabei nach folgenden Kriterien unterschieden:

- Vortrieb der Geldnoten
- Ansteuerung der Vortriebsaktoren (gleichförmig, gesteuert oder geregelt)
- Rückhaltesystem der Nachfolgenoten
- Zusätzliche Vereinzelungshilfen

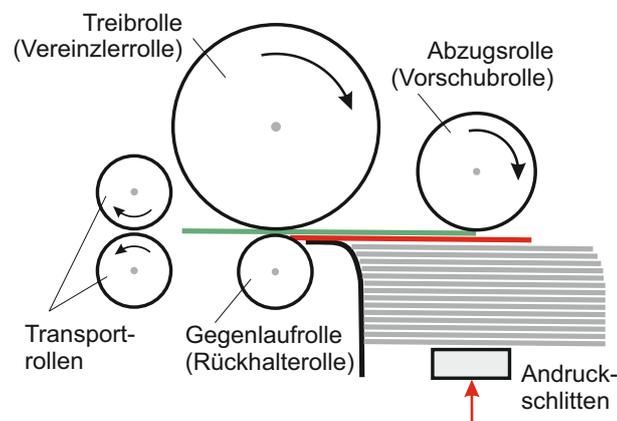
#### 3.1.1 Einteilung nach dem Notenvortrieb

Die Einteilung der Vereinzelungsmechanismen nach der Art des Notenvortriebs ist naheliegend und wird auch von mehreren anderen Autoren vorgenommen. Meist findet man eine Unterscheidung zwischen der *Friktionsvereinzelung* und der *pneumatischen*

*Vereinzelung* [Gan94, S. 9 und S. 12]. Auch in der internationalen Patentklassifikation [IPC09] wird in der Kategorie *IPC B65H* (Trennung von Werkstücken von einem Stapel) u.a. nach *Trennung mit Hilfe von Reibungskräften* (B65H 3/02) und nach *Trennung mit Hilfe pneumatischer Kräfte* (B65H 3/08) untergliedert. Dennoch ist es sinnvoll, die Gruppe der *Friktionsvereinzelung mit pneumatischer Unterstützung* einzuführen, weil sie sich sehr stark von den ausschließlich pneumatischen Mechanismen unterscheidet.

### Mechanismen mit Friktionsvereinzelung

Trotz vieler Ausgestaltungsvarianten und zahlreicher Patente auf dem Gebiet der Friktionsvereinzelung lässt sich deren Grundprinzip durch die Skizze in Bild 3-2 zusammenfassen. Für die einzelnen Walzen werden in der Literatur verschiedene Bezeichnungen verwendet, weshalb gebräuchliche Alternativen zu den in dieser Arbeit verwendeten Bezeichnungen in Klammern angegeben werden. Die Banknoten werden (liegend oder stehend) in einer Kassette mit Hilfe eines Andruckschlittens gegen eine Abzugsrolle gedrückt, welche die vorderen Noten zur Treibrolle schiebt. Um zu verhindern, dass ungewollt mehr als eine Note weiter transportiert wird, werden die Nachfolgenoten durch ein Rückhaltesystem – hier beispielhaft durch eine Gegenlaufrolle dargestellt – zurückgehalten. Im Gegensatz zu allen anderen Rollen dreht sich die Gegenlaufrolle nicht in Transportrichtung, sondern übt auf die sich bewegenden Geldnoten eine Reibungskraft aus.



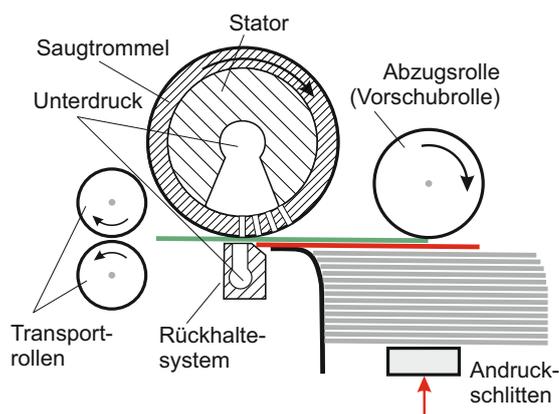
**Bild 3-2:** Funktionsprinzip einer Friktionsvereinzelung

Das Wirkprinzip der Friktionsvereinzelung bildet vor allem in Druckern, mobilen Geldnoten-Zählgeräten und Bankautomaten für den Kundenbereich mit Transportgeschwindigkeiten von bis zu  $1,4 \text{ m/s}$  ein sehr großes Anwendungsfeld. Die Vereinzelungsleistungen gehen je nach Anwendungsfeld stark auseinander: Während bei Bankautomaten nach dem Friktionsprinzip bis zu  $10 \text{ Noten/Sekunde}$  üblich sind, erreichen Geldnoten-Zählgeräte Vereinzelungsleistungen von bis zu  $25 \text{ Noten/Sekunde}$ .

### Friktionsvereinzeltung mit pneumatischer Unterstützung

Sollen größere Vereinzeltungsgeschwindigkeiten erreicht werden, stößt das reine Friktionsprinzip an physikalische Grenzen, da entweder die Reibkräfte für die Geldnotenvereinzeltung nicht ausreichen oder die Normalkräfte so stark erhöht werden müssten, dass das Transportmedium einem unverhältnismäßigen Verschleiß unterliegen würde. Für Systeme mit größeren Leistungsanforderungen werden die Reibungskräfte der Reibrollen mittels Unterdruckbeaufschlagung unterstützt.

Das Funktionsprinzip und die Rollenordnung gleichen prinzipiell den Mechanismen mit reiner Friktionsvereinzeltung (Bild 3-3). Zusätzlich wird vor allem das Innere der Treibwalze als Stator mit einer unterdruckbeaufschlagten Tasche ausgeführt. Die darauf rotierende Saugtrommel ist mit einem Reibbelag und lokal mit Bohrungen zur Geldnotensaugung versehen. Treffen die Saugöffnungen auf eine Geldnote, wird diese angesaugt, weshalb deutlich größere Reibungskräfte zwischen Trommel und Geldnote übertragen werden können, ohne die Geldnote zu strapazieren.

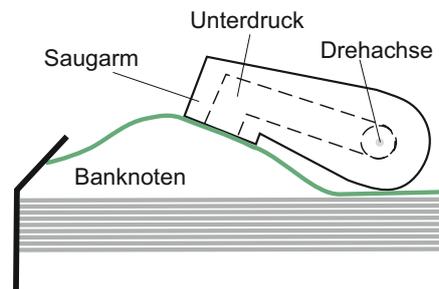


**Bild 3-3:** Friktionsvereinzeltung mit pneumatischer Unterstützung (s. auch [DHM09])

Die pneumatisch unterstützte Friktionsvereinzeltung wird aufgrund der höheren Performance in Hochleistungssystemen zur Geldnotenbearbeitung in Banknotendruckereien, Zentralbanken und Werttransportunternehmen eingesetzt. Hier sind Transportgeschwindigkeiten von bis zu  $8 \text{ m/s}$  und Vereinzeltungsdurchsätze von bis zu  $40 \text{ Noten/Sekunde}$  möglich – bei gleichzeitig schonender Notenbehandlung. Dem gegenüber stehen der aufwändige konstruktive Aufbau sowie ein hoher Stromverbrauch. So kann beispielsweise die Leistungsaufnahme für die Luftversorgung die der gesamten restlichen Peripherie um das Dreifache übersteigen [Gie11].

### Pneumatische Vereinzeltungsmechanismen

Die rein pneumatisch getriebenen Vereinzeltungsmechanismen verwenden einen Saugarm, der mittels Unterdruckversorgung die Banknoten vom Stapel greift und über eine Schwenkbewegung in ein angrenzendes Transportsystem übergibt (Bild 3-4).



**Bild 3-4:** Funktionsprinzip eines pneumatischen Vereinzelungsmechanismus (nach [Jen83])

Aus einer Patentrecherche geht hervor, dass mehrere Bankautomatenhersteller Patente für die rein pneumatische Vereinzelung halten, die jedoch größtenteils älter sind ([Jen83], [MPP90]). Das legt die Vermutung nahe, dass diese Vereinzelungsmechanismen sich in der Praxis nicht durchsetzen konnten. Vor allen Dingen bei verklebten Banknoten ergeben sich Probleme, da hier im Gegensatz zur Friktionsvereinzelung keine effektiven Rückhalte-mechanismen eingesetzt werden können.

Im Gegensatz dazu existieren in der Branche der Druckmaschinen auch neuere Patente zu pneumatischen Vereinzelungsmechanismen (z. B. [Öst04]). Insbesondere bei der Vereinzelung von großen Papierbögen bietet dieses Prinzip Vorteile, da es Probleme mit knautschenden Bögen vermeidet und flexibler bei unterschiedlichen Bogengrößen eingesetzt werden kann.

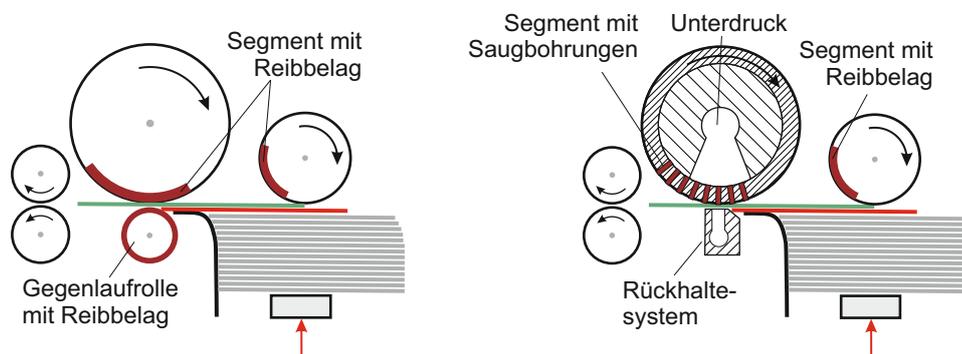
Im Bereich der Banknotenvereinzelung gehören rein pneumatische Vereinzelungsmechanismen dennoch zu den Exoten, weshalb auf diese im weiteren Verlauf der Arbeit nicht eingegangen wird.

### 3.1.2 Einteilung nach der Antriebs-Ansteuerung

In der zweiten Kategorie lassen sich die Vereinzelungsmechanismen nach der Art der Ansteuerung einteilen. Die gängigen patentierten Mechanismen differenzieren sich in Systeme mit kontinuierlich durchlaufenden Antrieben konstanter Drehzahlen sowie gesteuerte Systeme, deren Antriebskomponenten bei jedem Vereinzelungsvorgang geschaltet werden und dazu über Sensorik verfügen. Tatsächlich geregelte Vereinzelungsmechanismen waren zum Zeitpunkt der Patentrecherche nicht auffindbar. Diese Kategorie wird eingefügt, um die im Rahmen dieser Arbeit entworfene Regelstrategie für den Vereinzelungsvorgang einzuordnen.

#### Gleichförmiger Walzenantrieb

Der Vereinzelungsvorgang ist an sich kein kontinuierlicher Prozess, da der Vortrieb nach dem Abzug der Vordernote abgeschaltet und für den Abzug der Nachfolgenote wieder aktiviert werden muss. Nur so ist es möglich, einen definierten Abstand



(a) Segmente mit Reibbelag auf den Rollen (vgl. [WW00])

(b) Segmente mit Saugbohrungen in der Treibrolle (vgl. [DHM09])

**Bild 3-5:** Segmentierte Rollen bei kontinuierlich durchlaufenden Rollenantrieben

zwischen zwei vereinzelt Noten zu erzeugen. Um die Antriebe dennoch mit einer konstanten Drehzahl gleichförmig ansteuern zu können, muss die Mechanik den „diskreten“ Anteil des Vereinzelungsprozesses realisieren.

Bei der Frikionsvereinzelung wird dieser „diskrete“ Anteil durch segmentierte Rollen mit Segmenten unterschiedlicher Reibungsfaktoren realisiert (Bild 3-5(a)). Bei einer Frikionsvereinzelung mit pneumatischer Unterstützung werden auch die Vakuumrollen mit lokalen Saugbohrungen ausgeführt (Bild 3-5(b)).

Die Vorteile von Systemen mit gleichförmiger Walzendrehzahl liegen auf der Hand:

- sensorloser Vereinzelungsvorgang,
- kein Beschleunigen und Abbremsen der Walzen, wodurch hohe Durchsatzraten bei einfachen Antrieben möglich sind,
- kein Einsatz von Informationsverarbeitung beim Vereinzelungsvorgang.

Auf der anderen Seite erkauft man sich die Vorteile auch mit einer aufwändigen Herstellung der segmentierten Rollen und mit dem Verzicht auf Flexibilität gegenüber wechselnden Notenlängen. Die Abstände der Notenvorderkanten sind bei dieser Lösung immer konstant, so dass bei unterschiedlichen Notenlängen keine konstanten Lücken zwischen den Noten realisiert werden können.

### Gesteuerte Vereinzelungssysteme

Eine andere Möglichkeit zur Banknotenvereinzelung bietet der gesteuerte Antrieb der Systemkomponenten. Hier wird mit umlaufend gleichmäßigen Reibbelägen auf den Vereinzelungsrollen gearbeitet. Im Gegenzug dazu müssen die Vortriebskräfte auf die Geldnoten mit Hilfe einer speziellen Ansteuerung und einer Informationsverarbeitung aufgebracht werden. Dabei wird jedoch der Hauptantrieb, der die Transport- und die Treibrollen bewegt, aufgrund der hohen Dynamik des Vereinzelungsvorgangs nach wie

vor mit einer konstanten Drehzahl betrieben. Der geschaltete Notenabzug aus der Kasette wird dabei auf unterschiedliche Weise realisiert:

- Zu- und Abkopplung der Abzugswalze an den und vom Hauptantriebsstrang (z. B. [Wei87])
- Abheben der Abzugswalze vom Notenstapel (z. B. [ZW68])
- Wegdrücken des Geldstapels von der Abzugswalze (z. B. [Hel93])
- separater Antriebsmotor für den Abzugsmechanismus (z. B. [MMHD01, CM02])

Der Vorteil der gesteuerten Vereinzlungsmechanismen liegt vor allem in der Flexibilität gegenüber wechselnden Substratgrößen. Somit sind diese Systeme häufig bei der Vereinzlung von Checks, Dokumenten in automatischen Scannern und in Druckern verbaut. Auch bei Bank-Einzahlautomaten werden aus dem gleichen Grund gesteuerte Vereinzlungssysteme eingesetzt.

### 3.1.3 Einteilung nach den Rückhaltesystemen

Nach dem Abzug der Banknoten vom Notenstapel müssen diese vor dem Weitertransport vereinzelt werden. Bei den Friktionsvereinzlern – mit und ohne pneumatische Unterstützung – geschieht dieser Vorgang mit Hilfe von Rückhaltesystemen, die eine Rückhaltekraft auf die Nachfolgenote ausüben und sie so zurückhalten. Im Rahmen dieser Arbeit werden sie in *abrasive* und *nichtabrasive Rückhaltesysteme* eingeteilt.

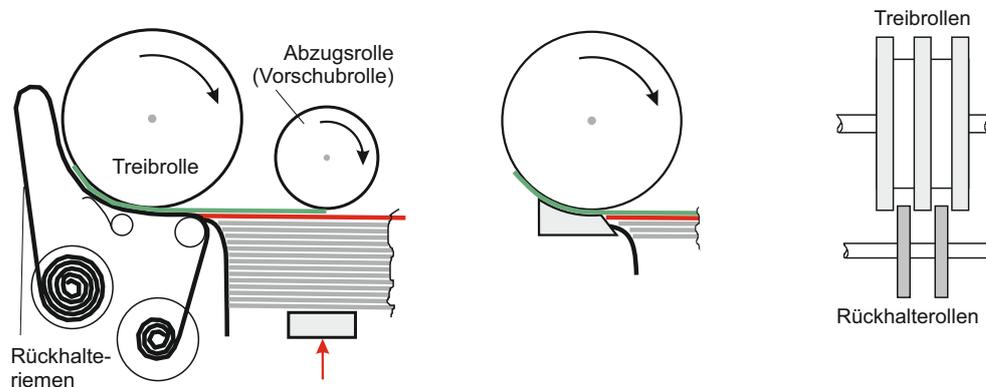
#### **Abrasiv Rückhaltesysteme**

Die abrasiven Rückhaltesysteme bilden den größten Anteil bei den Friktionsvereinzlern. Um die Nachfolgenoten zurückzuhalten, muss eine Reibungskraft auf die Geldnoten aufgeprägt werden, was am einfachsten mit Hilfe von stillstehenden Reibelementen zu realisieren ist, die dann natürlich auch einen Abrieb der Banknoten verursachen.

In Bild 3-6 sind einige der gängigen abrasiven Rückhaltesysteme dargestellt. Die größte Betriebssicherheit gegen einen Geldnotenstau bieten dabei die Rückhalterriemen, da sie aufgrund ihrer Elastizität selbst bei zahlreichen überlappenden Noten diese weitertransportieren können [RS71, S. 1]. Die größte Funktionssicherheit gegen Doppelabzüge bieten jedoch die Rückhalterollen, wenn sie mäanderförmig ineinandergreifen und den Geldnoten eine dreidimensionale Verformung aufprägen. Die dadurch verursachten Relativverschiebungen begünstigen die Trennung von aneinander haftenden Banknoten [Wei89]. Die Rückhaltekuifen bilden die günstigste Lösung, haben jedoch den Nachteil höherer Verschleißanfälligkeit.

#### **Nichtabrasiv Rückhaltesysteme**

Nichtabrasive Rückhaltesysteme haben das Ziel, auf die Noten eine Rückhaltekraft



(a) Rückhalteriemensystem in Seitenansicht (nach S. 9 in [Gan94])

(b) Rückhalteriefurche in Seitenansicht (nach Fig. 4 in [DHM09])

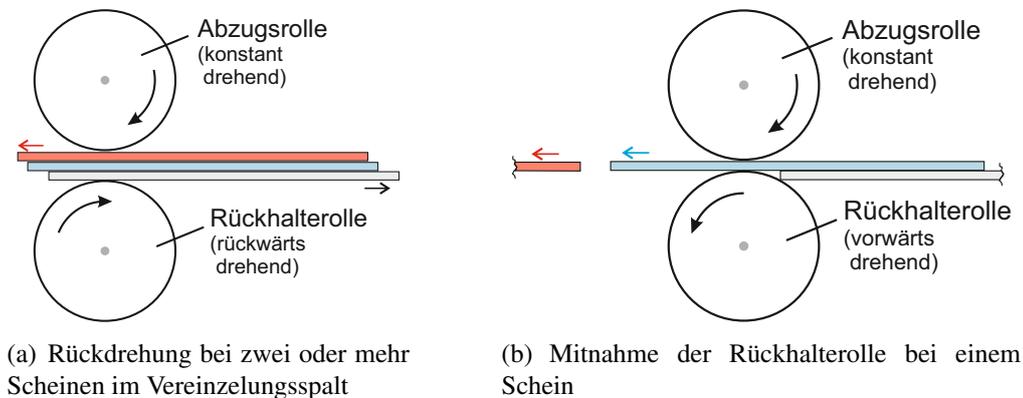
(c) Verschränkte Rückhalterollen in Frontansicht (nach Fig. 3 in [WW00])

**Bild 3-6:** Abrasive Rückhaltesysteme zur Noteneinzelnahme

auszuüben, ohne diese nennenswert zu verschleifen. Am einfachsten lässt sich das bei den Friktionsvereinzelern mit pneumatischer Unterstützung realisieren. Hier kann die Unterdruckversorgung auch für ein Vakuum-Rückhaltesystem verwendet werden (Bild 3-3). Hier erfährt die zu vereinzelnde Note keinen Verschleiß durch das Rückhaltesystem, da sie ausschließlich an der Saugtrommel anliegt. Die Nachfolgenote wird hingegen von dem Rückhaltesystem nach unten gezogen und von der ersten Note getrennt.

Ein nichtabrasives Rückhaltesystem ohne pneumatischer Unterstützung ist in Bild 3-7 aufgezeichnet. Hier wird die Rückhalterolle entgegen der Geldnoten-Transportrichtung angetrieben. Das Rückzugsmoment wird dabei beispielsweise über eine Friktionskupplung in der Weise begrenzt, dass kein Schlupf zwischen den Banknoten und der Rückhalterolle entstehen kann [LSR<sup>+</sup>99, RSBP03]. Befindet sich mehr als eine Note im Vereinzelungsspalt zwischen Abzugs- und Rückhalterolle, werden die unteren Noten nach und nach durch die Rückdrehung der Rückhalterolle zurück gefördert (Bild 3-7(a)). Verbleibt nur eine Note im Vereinzelungsspalt, wird die Momentenbegrenzung der Friktionskupplung überschritten und die Rückhalterolle von der Geldnote mitgenommen (Bild 3-7(b)). Auf diese Weise wird auf die Noten eine konstante Rückhaltekraft ausgeübt, ohne dass eine Abnutzung des Transportmediums verursacht wird. Dieses Rückhalteprinzip wird auch mit einem separaten drehmomentgeregelten Antrieb realisiert [HN06].

Aufgrund der besonders schonenden Behandlung des Transportmediums ist dieses Rückhalteprinzip besonders für automatische Scanner geeignet. Auch bei der Geldnotenvereinzelnung hat es neben der Schonung des Notenmaterials den Vorteil, dass



**Bild 3-7:** Nichtabrasives Rückhaltesystem mit einer drehmomentbegrenzten Rückzugswalze (nach [LSR<sup>+</sup>99])

auch bei mehr als zwei Noten im Vereinzelungsspalt kein Doppelabzug droht, da die Noten kontinuierlich zurückgefördert werden.

### Einstellbare Rückhaltesysteme

Die in diesem Abschnitt aufgeführten Rückhaltesysteme für die Friktionsvereinzelung haben den größten Einfluss auf den Vereinzelungsprozess. Hier gilt es, bei der Auslegung der Rückhaltekräfte einen Kompromiss zwischen der erforderlichen Sicherheit gegen Doppelabzüge und einer möglichst schonenden Vereinzelung zu erreichen. Dieser Kompromiss ist umso schwieriger zu finden, je stärker die Randbedingungen – Steifigkeit, Länge, Dicke und Reibung der Geldnoten – variieren. Dementsprechend existieren bereits Patente, die eine manuelle oder automatisch gesteuerte Einstellung der Rückhaltekräfte ermöglichen. Die Rückhaltekräfte können dabei über zwei physikalische Größen eingestellt werden:

- (i) Die meisten Systeme stellen die Rückhaltekräfte über die Variation der Normalkraft im Vereinzelungsspalt ein. Dazu wird der Achsabstand zwischen den Treib- und den Rückhalterollen manuell [HL98] oder mittels einer Aktorik verfahren [GS07]. Über den Zusammenhang mit dem Coulombschen Reibgesetz ändert sich mit der Normalkraft auch die Reibungskraft, die auf die Noten aufgeprägt wird.
- (ii) Einige Systeme ändern direkt den Reibungskoeffizienten der Rückhalterollen, indem z. B. Rollen mit in Umlaufrichtung variablen Reibbelagsflächen verwendet werden [Tak00].

Trotz der Ansätze zur Variation der Rückhaltekräfte sind dem Autor keine Systeme bekannt, die eine *automatische* Einstellung der Rückhaltekräfte in Abhängigkeit von den herrschenden Noteneigenschaften vornehmen können.

### 3.1.4 Einteilung nach Vereinzeltungshilfen

Die größte Vielfalt der Vereinzeltungssysteme tut sich in der letzten Kategorie zur Einteilung nach den Vereinzeltungshilfen auf. Während die bisher betrachteten Merkmale für die Realisierung der Vereinzeltungsfunktion unbedingt benötigt werden, beschreiben die Vereinzeltungshilfen eine optionale Ausstattung der Systeme zur Erhöhung der Funktionssicherheit bei der Vereinzeltung. Deswegen werden die hier beschriebenen Vereinzeltungshilfen meist nur eingesetzt, wenn eine sehr hohe Funktionssicherheit benötigt wird.

Im Rahmen dieser Arbeit werden die Vereinzeltungshilfen nach einer *Vereinzeltungsunterstützung* und einer *Vereinzeltungssicherung* unterschieden.

#### Vereinzeltungsunterstützung

Die Vereinzeltungsunterstützung dient zur Reduzierung der erforderlichen Abzugskräfte beim Lösen der Vordernote vom Stapel. Hier sind zwei hauptsächlich vorkommende Varianten zu erwähnen:

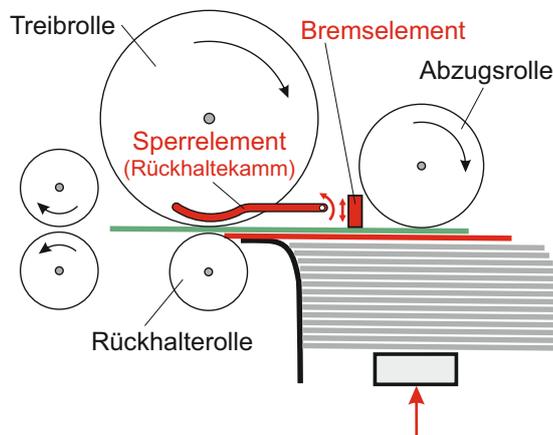
**Vibration:** Die Anschlagwand des Geldnotenstapels wird mit Hilfe eines Schwingmagneten mit Gegengewichten oder mit Hilfe von Piezoaktoren in Schwingungen versetzt, wodurch sich zwischen den einzelnen Noten ein Luftpolster bildet und die Abzugskräfte erheblich reduziert werden [Gan94, S. 14].

**Anblasung:** Insbesondere im Bereich der Hochleistungsgeräte mit pneumatischer Unterstützung werden die unmittelbar vor dem Abzug stehenden Noten im Stapel mittels Druckluft angeblasen. Diese Variante tritt häufig in Verbindung mit der Vibrationswand auf. Der Notenstapel wird durch diesen Effekt aufgelockert, so dass die Abzugskräfte gegenüber einer statisch gehaltenen Note noch weiter sinkt [Gan94, S. 14].

#### Vereinzeltungssicherung

Die Vereinzeltungssicherung dient zur Erhöhung der Sicherheit des Vereinzeltungssystems gegen Doppelabzüge. Während die *Vereinzeltungshilfen* die Abzugskräfte reduzieren, bringen die *Vereinzeltungssicherungen* – meist im Bereich der Rückhaltesysteme – zusätzliche Reibungskräfte zur Rückhaltung der Nachfolnoten ein. In Bild 3-8 sind skizzenhaft zwei patentierte Rückhaltesicherungen dargestellt.

**Bremselement:** Das *Bremselement* (Bild 3-8) wird gegen den Notenstapel heruntergefahren, nachdem eine Banknote den Vereinzeltungsspalt erreicht hat. Sollte beispielsweise die zweite oder die dritte Note in den Vereinzeltungsspalt ragen, wird diese vom Bremselement festgehalten, während die obere Note von der Abzugsrolle trotz des Bremselements weitergeschoben wird. Damit wird sichergestellt, dass tatsächlich nur die oberste Note den Vereinzler passieren kann [DHSW05, S. 13].



**Bild 3-8:** Zwei beispielhafte Rückhaltesicherungen zur Erhöhung der Vereinzelungssicherheit

**Sperrelement:** Das *Sperrelement* (Bild 3-8), in der Folge auch *Rückhaltekehl* genannt, ist in speziellen Aussparungen der Treibrollen schwenkbar angeordnet und wird gegen die Rückhalterolle abgesenkt, sobald die erste Note die Transportrollen erreicht hat. Das Sperrelement verhindert ein Nachlaufen der Nachfolgenoten und kann zur Einstellung der Abstände zwischen den vereinzelteten Noten verwendet werden ([DHSW05, S. 20], [DS03, S. 6-7]).

### 3.2 Betrachtetes Vereinzelungsprinzip

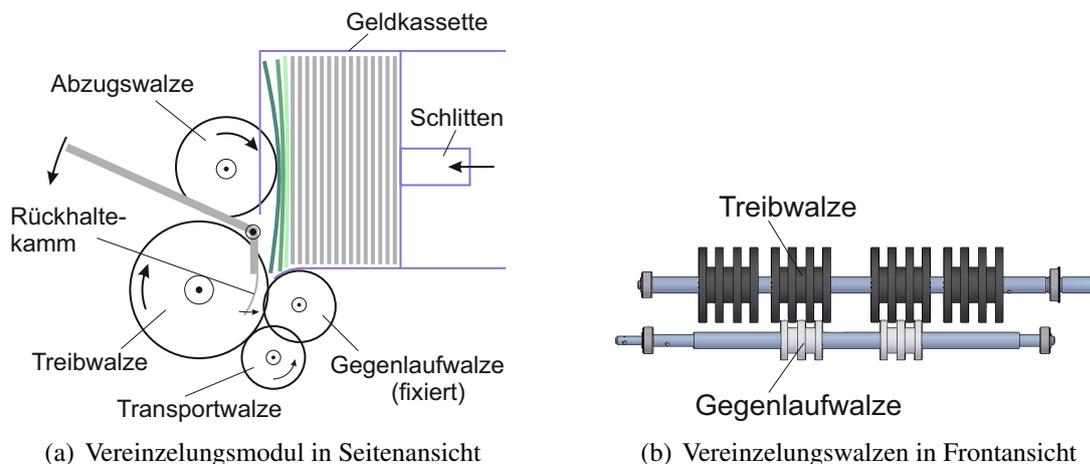
Im Rahmen dieser Arbeit wird das Vereinzelungsmodul eines Auszahlautomaten der Fa. *Wincor Nixdorf International GmbH* betrachtet. Bild 3.9(a) stellt sein Funktionsprinzip skizzenhaft dar. Der Abzugs- und Vereinzelungsmechanismus dieses Bankautomaten besteht aus einer austauschbaren Geldkassette, in der ein motorbetriebener Andruckschlitten den Geldnotenstapel gegen die Abzugswalze drückt und für eine konstante Andruckkraft sorgt.

#### Notenvortrieb:

Es handelt sich um einen reinen *Friktionsvereinzler*, der ohne pneumatische Unterstützung auskommt. Dies hat neben der kompakten Bauweise die Vorteile eines leisen, energieeffizienten und wartungsarmen Betriebs, was gerade für die Anwendung im Kundenbereich wichtig ist.

#### Ansteuerung:

Sämtliche Rollen des Vereinzelungsmoduls sind umlaufend mit einem Reibbelag versehen, so dass der Abzugsvorgang jeder angeforderten Note separat *angesteuert* werden muss. Dazu wird die Abzugswalze mittels einer elektromagnetischen Kupplung an den kontinuierlich angetriebenen Hauptmotor angekoppelt, während die Treib- und



**Bild 3-9:** Schematische Darstellung des Vereinzeltungsmoduls

die Transportwalzen direkt mit dem Hauptantriebsstrang verbunden sind und mit einer konstanten Drehzahl durchlaufen. Der gesteuerte Abzugswalzenantrieb erlaubt eine präzise Einstellung beliebiger Notenabstände zwischen den Abzügen.

### Rückhaltesystem:

Wird ein Geldschein angefordert, schiebt die Abzugswalze den vordersten Schein durch einen Schlitz im Kassettenboden nach unten. Um sicherzustellen, dass tatsächlich nur ein Schein weiter gefördert wird, befindet sich darunter ein *abrasives Rückhaltesystem* in Form einer Gegenlaufwalze. Die Gegenlaufwalze ist mittels eines Freilaufs in Noten-Transportrichtung gesperrt, um die Nachfolgenoten abzustreifen und zurückzuhalten. Für eine gleichmäßige Abnutzung der Rückhalterollen wird die Gegenlaufwalze nach jedem Vereinzeltungsvorgang um einige Grad zurückgedreht.

Der Vereinzeltungsspalt zwischen den Treib- und den Gegenlaufrollen – im weiteren Verlauf der Arbeit als V-Spalt bezeichnet – zwingt den Banknoten eine wellenförmige dreidimensionale Verformung auf, indem die Rollen kammartig ineinander verschränkt angeordnet sind (Bild 3-9(b)). Diese Anordnung ermöglicht eine leichtere Trennung aneinander haftender Noten.

### Vereinzeltungshilfe:

Die versetzte Anordnung der V-Spalt-Rollen ermöglicht den Einsatz einer *Vereinzeltungssicherung* zur Absicherung gegen Doppelabzüge. Dazu greift ein Rückhalte-kamm mit elastischen Blechen zwischen die Treibrollen und wird bei Bedarf durch einen Elektromagneten gegen die stehenden Gegenlaufrollen gedrückt, um die Geldnoten im V-Spalt festzuklemmen.

### Steuerungsablauf:

Gelangt die erste Geldnotenkante in das Transportsystem zwischen die Treib- und die

Transportwalze, wird das durch eine Lichtschranke detektiert, die Abzugswalze von ihrem Antrieb abgekoppelt und der Rückhaltekeamm auf die Gegenlaufwalze gedrückt. Dadurch wird ein Nachlaufen der sich zwischen der Treib- und der Gegenlaufwalze befindenden Scheine verhindert, während der oberste Schein von der Transportwalze trotz der Kammhaltekraft weitergezogen wird.

### 3.2.1 Gegenüberstellung unterschiedlicher Vereinzelungstechniken

Tabelle 3-2 stellt eine Auswahl der auf Seite 38 genannten Anforderungen (Zeilen) an ein Banknoten-Vereinzelungssystem den in Tabelle 3-1 aufgeführten Wirkprinzip-Kategorien (Spalten) gegenüber. In den Matrixfeldern sind jeweils die Wirkprinzipien eingetragen, die die entsprechende Anforderung am besten erfüllen. Die Felder mit den Wirkprinzipien des betrachteten Vereinzelungsmoduls sind grau hervorgehoben. Felder, die keine eindeutige Vorteile eines Wirkprinzips zulassen, sind mit einem „o“ versehen.

**Tabelle 3-2:** Qualitativer Vergleich der unterschiedlichen Vereinzelungstechniken

Anforderungen	Vortrieb	Steuerung	Rückhalte-system	Verein-zelungs-hilfen	geregelt RH-System
Betriebssicherheit	o	gesteuert	o	o	Stau auflösen
Wartungsfreiheit	Friktion	o	nicht abrasiv	o	nachstellen
keine Doppelabzüge	pneum.	gesteuert	abrasiv	RHS	zustellen
hohe Taktrate	pneum.	gleichförmig	abrasiv	o	o
Geräusch-emission	Friktion	o	o	ohne RHS	o
Schonung Medium	pneum.	o	nicht abrasiv	ohne RHS	öffnen
Energieeffizienz	Friktion	o	o	ohne RHS	öffnen
Schiefzuggefahr	o	o	o	RHS	o

■ Wirkprinzip des betrachteten Vereinzelungsmoduls

o kein eindeutiger Einfluss

RHS Rückhaltesicherung

Optimierungs-potenzial

Auffällig ist, dass in keiner Kategorie ein bestimmtes Wirkprinzip alle oder nur besonders viele Anforderungen erfüllt. Entscheidet man sich beispielsweise für eine pneumatische Unterstützung, so hat man auf der einen Seite die Vorteile einer hohen Taktrate und einer erhöhten Sicherheit gegen Vereinzelungsfehler, muss auf der anderen Seite

aber eine höhere Geräuschemission und einen höheren Energieverbrauch in Kauf nehmen. Legt man sich auf einen reinen Friktionsvereinzelner fest, so kompensiert die Kombination aus einem abrasiven Rückhaltesystem mit einer Rückhaltesicherung (RHS) weitgehend die Nachteile des Friktionsvereinzelners, weil die RHS besonders vorteilhaft bezüglich der Vereinzelnungssicherheit ist, dafür aber erhöhte Reibung mit Verschleiß der Noten verursacht. Dies ist auch bei dem betrachteten System der Fall.

Schlussfolgernd lässt sich also feststellen, dass ein Friktionsvereinzelner mit einem automatisch einstellbaren oder geregelten Rückhaltesystem einen optimalen Kompromiss aus der für die Vereinzelnungssicherheit notwendigen Rückhaltekraft und einem minimalen Verschleiß für jede Notensorte bilden könnte. Tatsächlich existieren bereits mehrere patentierte Mechanismen zur Einstellung der Rückhaltekräfte (s. Seite 46). Es fehlen jedoch die Methoden zur automatischen Erkennung bzw. Schätzung der Notenreibung als Grundlage zur geregelten Einstellung der Rückhaltekräfte.

### 3.2.2 Mögliches Optimierungspotenzial

Das betrachtete und in Abschnitt 3.2 vorgestellte Vereinzelnungsmodul hat sich im praktischen Betrieb bestens bewährt und ist bereits seit vielen Jahren im Einsatz. Dennoch bietet das System ein Verbesserungspotenzial, das modelltechnisch untersucht und ausgereizt werden soll. Vor allem ist bekannt, dass die Vereinzelnungssicherung in Form des Rückhaltekamms erhebliche Reibungskräfte und damit einen Notenverschleiß verursacht sowie aus Packaging- und Fertigungsgründen ungünstig ist.

Demzufolge soll modellbasiert untersucht werden, ob die Vereinzelnungssicherung durch den Einsatz von intelligenter Ansteuerung und Regelung des Systems kompensiert werden kann, ohne die Funktionssicherheit zu gefährden.

Ein zweiter Fokus liegt auf der Vereinzelnung von aneinander haftenden Polymernoten. Insbesondere in Gebieten mit hoher Luftfeuchtigkeit wurde festgestellt, dass sich in einem Notenstapel aufgrund von Feuchtigkeit zwischen Polymernoten Adhäsionskräfte bilden, die zu erheblichen Schwierigkeiten bei der Vereinzelnung führen. Es soll modellbasiert nach einem Weg gesucht werden, diese aneinander haftenden Noten dennoch trennen zu können. Hier scheint das in der Vergleichsmatrix (Tabelle 3-2) dargestellte Optimierungspotenzial durch ein geregeltes Rückhaltesystem vielversprechend.

Allen Untersuchungen gemeinsam ist, dass das mechanische Grundsystem des Vereinzelnungsmoduls so wenig wie möglich verändert werden soll, um die Überführung der Methoden in die Praxis zu unterstützen. Zu diesem Zweck werden die modellbasiert erarbeiteten Erkenntnisse an einem Prototypen umgesetzt und validiert.



## 4 Modellierung und Analyse des Vereinzelungsvorgangs

Kern der Arbeit ist die modellbasierte Analyse des Vereinzelungsmoduls eines Geldautomaten der Fa. *Wincor-Nixdorf International GmbH* mit dem Ziel, dieses durch regelungstechnische Maßnahmen zu verbessern. Das Funktionsprinzip des Vereinzelungsmoduls ist bereits im Stand der Technik (s. Abschnitt 3.2) erläutert worden.

Da es sich beim Vereinzelungsmodul um ein stark evolutionär entwickeltes System handelt, das anhand zahlreicher Prototypen und Testreihen entstanden ist, hat die Simulation vor allem die Aufgabe, die Physik des Vereinzelungsvorgangs zu beschreiben und zu analysieren, um so für zukünftige Entwicklungen ein umfassendes Systemverständnis zu ermöglichen. Dementsprechend muss das zu erstellende Modell zum Einen physikalisch motiviert und zum Anderen auch für eine gewisse Breite von Parametervariationen gültig sein.

Die Skizze des Vereinzelungsmoduls (Bild 3-9) zeigt, dass das dynamische Bewegungsverhalten aller Modulkomponenten und der Geldnoten in der Ebene erfolgt. Daher wird angestrebt, den Vereinzelungsvorgang durch ein 2D-Modell abzubilden. Da der Vereinzelungsvorgang in weniger als einer Zehntelsekunde erfolgt, müssen die Trägheiten der Geldnoten und vor allem die der Walzen berücksichtigt werden. Die Elastizität der Geldnoten und die Reibkräfte zwischen Geldnoten und Walzen sind die für das Wirkprinzip wesentlichen physikalischen Eigenschaften und müssen im Modell abgebildet werden.

Gegen ein 2D-Modell spricht die dreidimensionale Verformung der Geldnoten im Vereinzelungsspalt (V-Spalt) zwischen der angetriebenen Treibwalze und der stehenden Gegenlaufwalze aufgrund der Verschränkung ihrer Rollen (Bild 3.9(b)). Gleichzeitig ist es offensichtlich, dass die Reibungsverhältnisse im V-Spalt (Vereinzelungsspalt) den Vereinzelungsvorgang entscheidend beeinflussen und sehr genau abgebildet werden müssen. Diese Forderung spricht für ein 3D-FE-Modell der Geldnoten. Die Nachteile eines FE-Modells mit Kontaktproblem liegen jedoch auf der Hand:

- Sehr lange Simulationszeiten – sofern der gesamte Vereinzelungsvorgang überhaupt simulierbar ist
- FEM-Tools berücksichtigen meist keine Dynamik, die hier notwendig wäre
- Für eine umfassende Systemanalyse und Reglerauslegung sind einfachere Modelle Voraussetzung

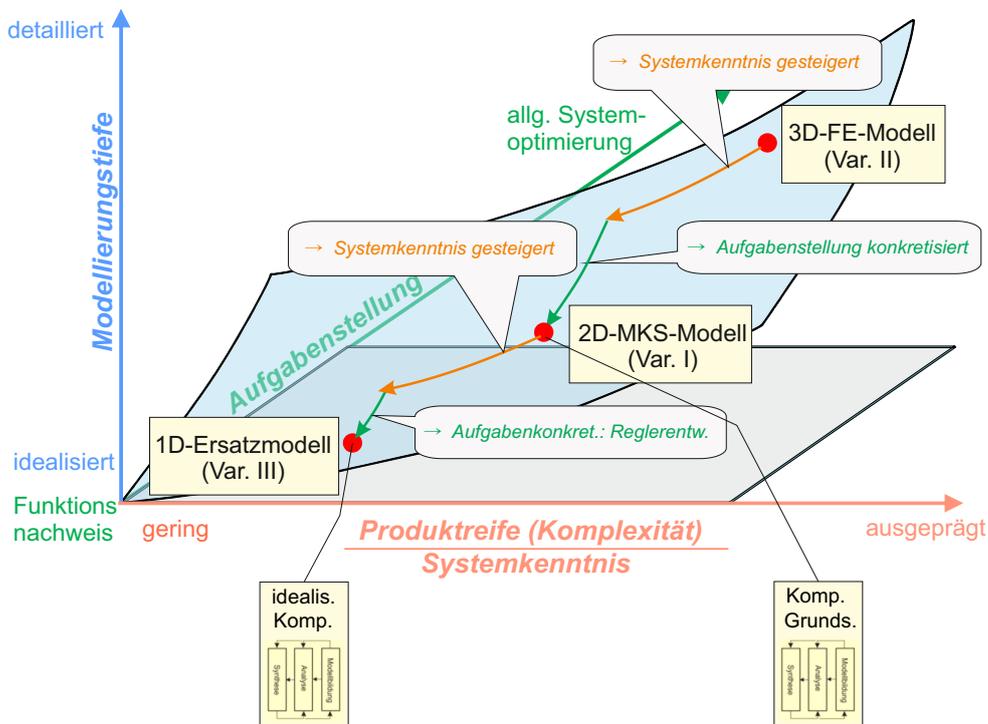
Tabelle 4-1 listet drei mögliche Modellvarianten auf und zeigt, welche der physikalischen Effekte damit abgedeckt werden können. Das 2D-MKS-Modell (Var. I) kann,

abgesehen von der 3D-Verformung der Geldnoten und der Möglichkeit des Reglerentwurfs, die meisten Forderungen erfüllen. Das 3D-FE-Modell eignet sich nicht dazu, den gesamten Vereinzelnprozess zu simulieren, da es vor allem an den dynamischen Aspekten des Vereinzelnvorgangs scheitert. Dafür liegen die Stärken dieses Modells in der Abbildung der Geldnotenverformung im V-Spalt. Diese Tabelle nimmt viele Erkenntnisse, die erst im Laufe der Modellierung deutlich werden, vorweg und soll verdeutlichen, wieso die Modellierung des Vereinzelnmoduls nicht mit einem einzigen Modell möglich gewesen ist.

**Tabelle 4-1:** Übersicht geplanter Modellvarianten

Modellvarianten	dyn. Beweg. der Scheine	Verformung in Bewegungsebene	Verf. normal zur Bewegungsebene	Kraftübertragung durch Reibung	Weitere Modelleigenschaften
<b>Var. I:</b> 2D-MKS-Modell	+	+ Abbildung durch Starrkörpergelenk - ketten	-	+ durch Kontaktdefinition	- gesamter Vereinzelnvorgang simulierbar - nur wenige Noten - mittlere Simulationszeiten - Systemanalyse möglich
<b>Var. II:</b> 3D-FE-Modell	(-) eingeschränkt: nur kleine Geschwindigkeiten	+	+	- numerische Probleme bei großen Normalkräften	- kein Vereinzelnvorgang simulierbar - lange Simulationszeiten
<b>Var. III:</b> 1D-Ersatzmodell	+	-	-	+ Normalkraftaufprägung mittels Zustandsautomat	- kurze Simulationszeiten - beliebig viele Vereinzelnvorgänge simulierbar - Reglerauslegung möglich

In Tabelle 4-1 sind die drei Modelle des Vereinzelnmoduls in die Einflussfaktoren der Modellierungstiefe eingeordnet. Angestrebt wird ein 2D-MKS-Modell des Vereinzelnvorgangs. Dieses kann jedoch aufgrund der 3D-Verformung der Geldnoten nicht validiert werden, da noch keine Messungen oder Erfahrungen darüber zur Verfügung stehen. Daher wird die Modellierungstiefe für den Bereich des V-Spalts erhöht, indem ein quasistatisches FE-Modell zur Untersuchung der Kräfte aufgebaut wird. Die Erkenntnisse aus diesem Modell werden anschließend genutzt, um für den V-Spalt ein 2D-Ersatzmodell aufzubauen, das die relevanten Effekte abbildet. Anhand des 2D-MKS-Modells wird der Vereinzelnvorgang analysiert und auf geeignete Möglichkeiten für einen geregelten Eingriff untersucht. Im letzten Schritt der Modellierung wird ein drittes, stark idealisiertes, abstraktes 1D-Modell aufgebaut, das für die Reglerauslegung genutzt werden soll.



**Bild 4-1:** Einordnung der benötigten Modelle des Vereinzelungsmoduls aus Sicht der Einflussfaktoren der Modellierungstiefe (s. auch Bild 4-25 auf Seite 87)

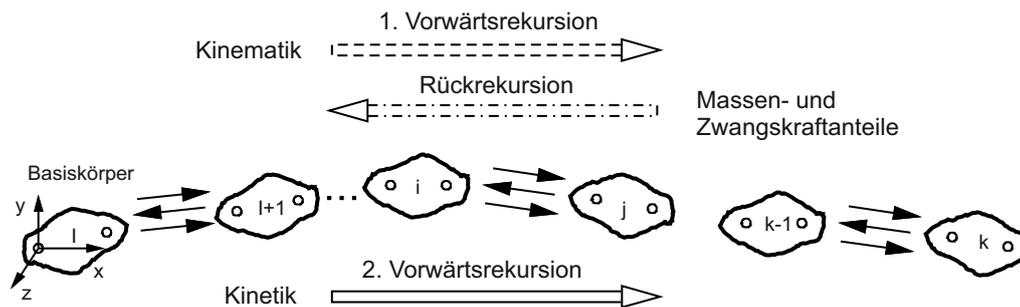
Nach einer kurzen Einführung in das verwendete MKS-Simulationstool, mit dem die 3D- und die 2D-Modelle aufgebaut worden sind, wird im Weiteren einzeln auf den Aufbau und die Analyseergebnisse der drei Modellierungsansätze für das Vereinzelungsmodul eingegangen.

## 4.1 3D-Modell des V-Spalts

Die Reibungsverhältnisse im V-Spalt sind entscheidend für die Vereinzelung der Geldnoten. Bevor die restlichen Walzen und die Steuerung analysiert werden können, muss sichergestellt werden, dass die Reibungskräfte zwischen den Geldnoten und den anliegenden Treib- und Gegenlaufrollen hinreichend genau abgebildet werden. Die Reibungskräfte im V-Spalt beschränken die maximalen Haftkräfte zwischen den Noten, die noch vereinzel werden können. Gleichzeitig beeinflussen die auftretenden Reibungskräfte die benötigten Walzen-Antriebsmomente und entscheiden darüber, ob Knittergefahr für die Geldnoten besteht.

### 4.1.1 Verwendete MKS-Software *RecurDyn*

Sowohl das 3D-Modell des V-Spalts als auch das anschließend beschriebene 2D-Modell des gesamten Vereinzlungsmoduls wurden mit Hilfe des MKS-Tools „*RecurDyn*“ aufgebaut, da diese Software speziell bei Starrkörpersystemen mit sehr vielen Freiheitsgraden in Kombination mit Kontaktproblemen ihre Stärken hat. *RecurDyn* verwendet beim automatischen Generieren der Differentialgleichungen aus dem Modell den von BAE und HAUG entwickelten „rekursiven Newton-Euler-Algorithmus“ [Bae86, Hau89]. Rekursiv bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die Absolutgrößen jedes Starrkörpers als Funktionen der Absolutgrößen seines Vorgängers und der Relativgrößen zwischen ihnen beschrieben werden. Somit besteht der Berechnungsvorgang hier aus drei wesentlichen Teilen (Bild 4-2): der ersten Vorwärtsrekursion zur Berechnung der kinematischen Beziehungen, der Rückwärtsrekursion zur Bestimmung der Massen-, Zwangs- und Bindungskraftanteile und einer zweiten Vorwärtsrekursion, in der die Beschleunigungen bestimmt werden sowie die anschließende Integration erfolgt.



**Bild 4-2:** Rekursive DGL-Erzeugung in *RecurDyn* [Toe02]

Die Besonderheit dieser rekursiven Formulierungen liegt darin, dass der Rechenaufwand nur linear mit der Anzahl der Freiheitsgrade ansteigt [Toe94, S. 16].

Neben der reinen Starrkörper-Simulation bietet *RecurDyn* auch die Einbindung von FE-Netzen zur Berücksichtigung nichtlinear verformbarer Körper, genannt *MFBD*: Multi-Flexible-Dynamics. *RecurDyn* verfügt dazu über einen Solver, der speziell für die kombinierte Dynamiksimulation von Starrkörpern und flexiblen Körpern optimiert wurde.

*RecurDyn* verfügt neben der allgemeinen Simulationsumgebung auch über spezielle Toolboxen mit eigenen Modellbibliotheken. Für die Abbildung des Vereinzlungsmoduls wurden die folgenden beiden Toolboxen eingesetzt:

**MTT3D:** Das *Media-Transport-Toolkit-3D* enthält ein vorgefertigtes 3D-FE-Modell eines dünnen biegeweichen Blattes, das über Kontaktdefinitionen zu vorgefertigten Rollen und Leitelementen verfügt. Bei nichtzylindrischen Rollen wird die

Rollenoberfläche in Dreiecke unterteilt (trianguliert), für die jeweils ein Kontakt mit dem FE-Blatt definiert wird. Diese Toolbox wird für die quasistatische 3D-Simulation der Normalkraft im V-Spalt verwendet (s. Abschnitt 4.1.3).

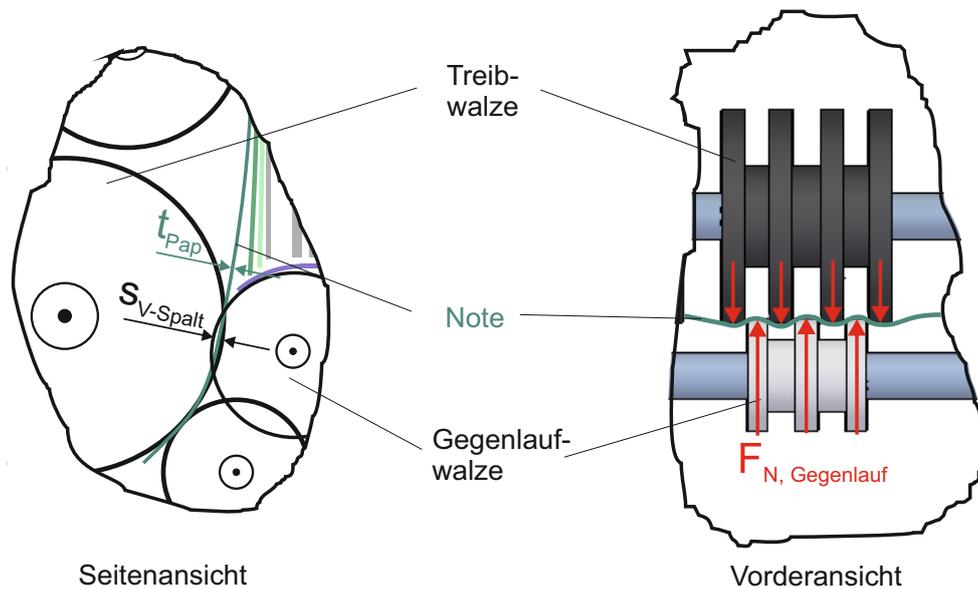
**MTT2D:** Das *Media-Transport-Toolkit-2D* verwendet ausschließlich Starrkörper in einer 2D-Umgebung. Hier wird ein Schein über eine Starrkörper-Drehgelenk-Kette abgebildet, die in Kontakt mit zweidimensionalen Rollen steht. Diese Toolbox wird für die 2D-Simulation des gesamten Vereinzlungsmoduls verwendet (s. Abschnitt 4.2).

#### 4.1.2 Definition der zu modellierenden Effekte

Die Reibungskräfte im V-Spalt werden von zahlreichen Faktoren beeinflusst. Zunächst wird das Problem in Einzelaufgaben aufgespalten. Die erste Aufteilung geschieht auf Basis der Annahme von normalkraftabhängiger Reibung im V-Spalt. Grundlegende systematische Untersuchungen verschiedener Reibungseffekte gehen auf COULOMB zurück. Er stellte fest, dass sich Reibkräfte proportional zur auf die Reibfläche wirkenden Normalkraft verhalten und entgegen der Bewegungsrichtung wirken. REYNOLDS führte die Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibfaktors ein. STRIBECK ergänzte die Reibungskennlinie um den Übergang zwischen Haft- und Gleitreibung und lieferte damit die Grundlage für die Beschreibung von Stick-Slip-Effekten [Lap02, S. 7].

Die Annahme einer normalkraftabhängigen Reibung bildet damit noch keine relevante Einschränkung der Modellgültigkeit, da zusätzliche Abhängigkeiten nach REYNOLDS und STRIBECK über einen von der Relativgeschwindigkeit abhängigen Reibfaktor abgebildet werden können. Diese Annahme erlaubt es jedoch, sich zunächst auf die Abbildung der Normalkraft im V-Spalt zu beschränken. In Bild 4-3 ist ein schematischer Freischnitt der Normalkräfte zwischen Rollen und Banknote im V-Spalt dargestellt. Die Summe aller wirkenden Normalkraftkomponenten ergibt dabei die Gesamtnormalkraft  $F_{N, \text{Gegenlauf}}$ .

Die folgenden beiden Abschnitte zeigen die Ergebnisse der Normalkraftsimulationen zunächst für den quasistatischen Fall mit stehenden und anschließend für den dynamischen Fall mit sich drehenden Rollen. Auf diese Weise werden die Vorgänge im V-Spalt in zwei weitere Teilaufgaben untergliedert. Die Banknote wird dabei als FE-Modell abgebildet, in die über Kontaktdefinitionen die Kräfte der starr angenommenen Rollen eingeleitet werden. Da erwartet wird, dass die Gesamtergebnisse des Vereinzlungsvorgangs sehr empfindlich auf die richtige Abbildung der Kräfte im V-Spalt reagieren, wurden die Simulationen im V-Spalt mit Prüfstandsmessungen begleitet (s. Abschnitt 5.2).



**Bild 4-3:** Schematischer Freischnitt der Normalkräfte zwischen Rollen und Note im V-Spalt

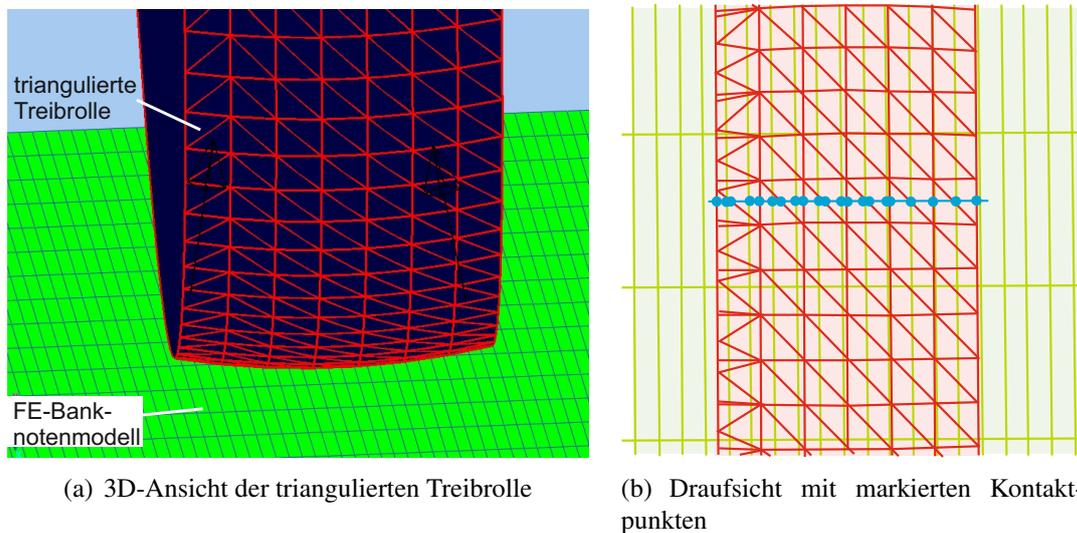
### 4.1.3 Kontaktdefinition im V-Spalt

Zur Simulation der Normalkräfte im V-Spalt in Abhängigkeit von der Rollenverschränkung und der Geldnotenelastizität wurde das *Media-Transport-Toolkit-3D (MTT3D)* der MFBDD-Software *RecurDyn* verwendet. Das Kürzel steht dabei für **M**ulti-**F**lexible **B**ody **D**ynamics und ist ein Mehrkörpersimulationstool (MKS oder MBD in Englisch), das neben der Simulation von Starrkörpern auch elastische Körper in Form von FEM-Netzen einschließlich ihrer Trägheitskräfte berücksichtigen kann.

Zur Abbildung des Kontakts zwischen den balligen Rollenoberflächen und dem FEM-Netz der Geldnote wird die Rollenoberfläche zunächst trianguliert (Bild 4-4 auf der nächsten Seite). Anschließend wird für jede Durchdringung der Rollen-Dreiecksehnen mit den Gitterlinien eine Kontaktkraft definiert, die in Abhängigkeit von ihrer Eindringtiefe und der vom Benutzer definierten Kontaktsteifigkeit berechnet wird.

Der Vorteil dieser Kontaktdefinition liegt in größtmöglicher Flexibilität in Bezug auf die Berücksichtigung von Freiformflächen. Nachteilig sind die langen Simulationszeiten und die diskreten Kontaktpunkte. Im Gegensatz zur Definition kontinuierlicher Kontakte, die zwischen geometrischen Grundkörpern definiert werden können (z. B. Kontakt zwischen Quader und Zylinder), führen die diskreten Kontaktpunkte bei dynamischen Bewegungen und großen Kräften sehr schnell zur Instabilität bei der Simulation.

Um die Probleme mit den diskreten Kontaktpunkten zu vermeiden, wurden mit Hilfe des Freiformkontakts zwischen den balligen Rollen und dem FEM-Banknotenmodell



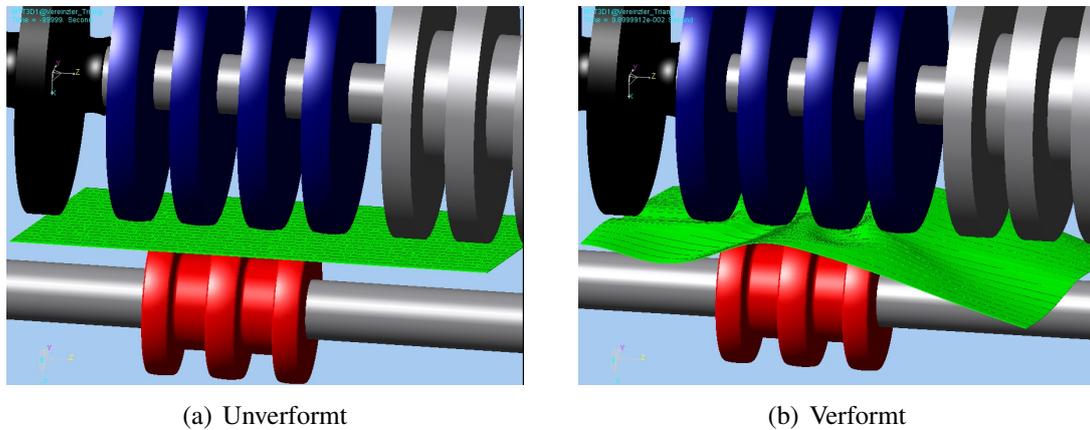
**Bild 4-4:** Triangulierung der Rollen im V-Spalt und Kontaktdefinition im Tool *RecurDyn/MTT3D*

quasistatische Simulationen durchgeführt. Dazu wurde dieses Modell mit stehenden Rollen und festgehaltenem Papier simuliert. Während sich eine Geldnote im V-Spalt befindet, wird dieser kontinuierlich bis zu einer Verschränkung von  $s_{VSpalt} = 0,7$  mm zugestellt und anschließend wieder geöffnet. Dies geschieht innerhalb von zwei Sekunden und damit so langsam, dass auch hier keine dynamischen Effekte auftreten. Um die Simulationszeit zu halbieren, wurde nur das halbe Papier modelliert. In der Symmetrieachse wurden dem Papier die Randbedingungen in der Weise aufgeprägt, dass es dem Ergebnis einer vollständigen Geldnote entspricht. Bild 4-5 zeigt die geometrische Verformung der FE-Geldnote aufgrund der Rollenverschränkung.

Die Wahl der Kontaktparameter bei der Simulation beeinflusst die Simulationsergebnisse und die Simulationszeit in diesem Modell signifikant. Werden die Kontaktsteifigkeiten zu niedrig gewählt, so verfälschen sie das Ergebnis; werden sie zu hoch gewählt, so steigt die Simulationszeit exponentiell. Eine elegante Möglichkeit besteht darin, die Kontaktsteifigkeiten entsprechend der Steifigkeit der Rollen zu wählen. Auf diese Weise ergibt sich zum Einen eine relativ niedrige Kontaktsteifigkeit, was sich positiv auf die Simulationszeit auswirkt, und zum Anderen wird die Verformung der Rollen indirekt durch die Kontaktnachgiebigkeit berücksichtigt.

#### 4.1.4 Simulationsergebnisse der quasistatischen Simulation

In diesem Modell kann die Möglichkeit der Berücksichtigung der Rollenelastizität durch die Kontaktdefinition aufgrund der speziellen Kontaktformulierung in *RecurDyn*



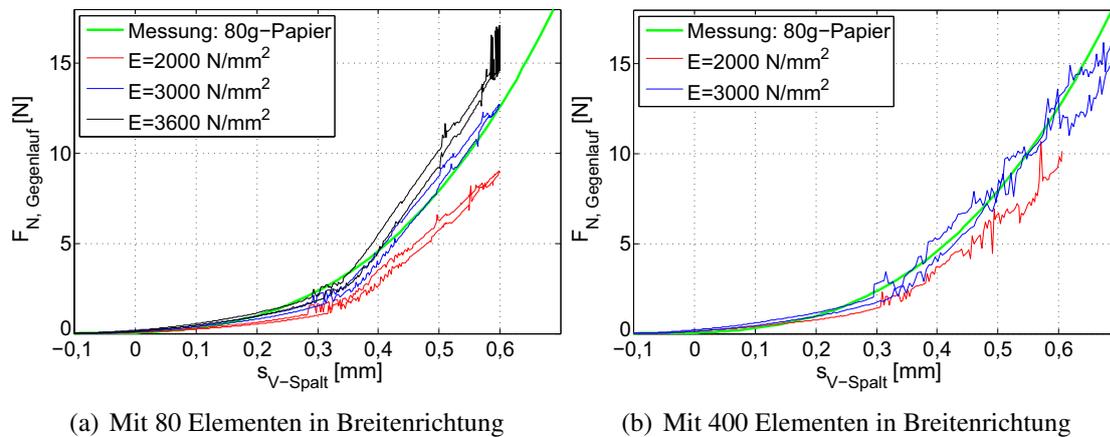
**Bild 4-5:** Ansichten der statischen 3D-FEM-Simulation des V-Spalts

leider nicht genutzt werden. Der Grund dafür liegt in der in Bild 4-4(b) dargestellten Kontaktdefinition. Die Anzahl der Kontaktpunkte zwischen Geldnote und Rolle wird durch die Anzahl der Schnittpunkte der Dreiecks- und der Rechteckgitter bestimmt und variiert in Abhängigkeit von der Netzgröße und der Eintauchtiefe der Netze ineinander. Die Berechnung der Normalkräfte aus der Kontaktsteifigkeit bezieht sich jedoch nicht auf die Summe aller Kontakte – wie es anschaulicher wäre –, sondern auf jeden individuellen Kontakt. Somit können die Anzahl der Kontaktpunkte und damit die Kontaktsteifigkeit selbst bei fester Netzdiskretisierung nur geschätzt werden und bergen eine hohe Unsicherheit.

Aus diesem Grund wurde bei diesem V-Spalt-Modell die Steifigkeit des triangulierten Rolle-Papier-Kontakts um mindestens den Faktor zehn höher gewählt als die gemessene Rollensteifigkeit. Dadurch ist sichergestellt, dass die Kontaktelastizität keinen spürbaren Einfluss auf die Steifigkeitskennlinie im V-Spalt hat und einer Messung mit starren Rollen gleichkommt.

Bild 4-6 stellt die Simulationsergebnisse der Normalkräfte aus der quasistatischen Simulation für zwei verschiedene Papierdiskretisierungen und unterschiedliche E-Module des Papiers dar. Die verwendeten Achsbezeichnungen werden in Bild 4-3 definiert. Auf der Abszisse ist die Rollenverschränkung  $s_{V-Spalt}$  aufgetragen, auf der Ordinate die Summe aller Normalkräfte, die im V-Spalt auf die Gegenlaufrollen wirken. Die Papierdicke beträgt  $t_{Pap} = 0,1$  mm, so dass die Rollenoberflächen ab  $s_{V-Spalt} = -0,1$  mm das Papier berühren und die Normalkraft zu steigen beginnt.

Als Vergleich ist in den Graphen auch die Referenzmessung mit 80g-Druckerpapier eingefügt. Die Referenzmessung wurde zwar mit den originalen – elastischen – Rollen durchgeführt, deren Verformung hier aber nachträglich herausgerechnet wurde (s. Abschnitt 5.3.1). Bei dem E-Modul von  $3.000 \text{ N/mm}^2$  für die Geldnote stimmt das



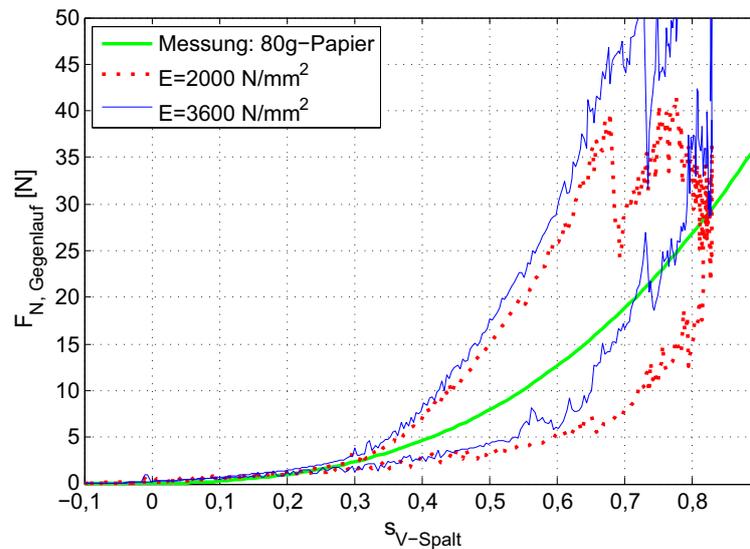
**Bild 4-6:** Parameterstudie der quasistatischen 3D-FEM-Simulation zur Normalkraft im V-Spalt ohne Reibung zwischen Papier und Rollen (Bild 4-3)

Simulationsergebnis am Besten mit der Referenzmessung überein. Eine unabhängige Messung des E-Moduls von 80g-Druckerpapier ergab einen Wert von  $E_{Pap,80g} = 2.800 \text{ N/mm}^2$ .

In Bild 4-7 sind einige Simulationsergebnisse desselben Modells mit Berücksichtigung einer Coulombschen Reibung in der Kontaktdefinition zwischen den Rollen und der Geldnote aufgezeichnet. Es zeigt sich, dass bis zu einer Rollenverschränkung von  $s_{V-Spalt} = 0,3 \text{ mm}$  das selbe Ergebnis entsteht wie bei der Simulation ohne Berücksichtigung der Reibung. Bei größeren Rollenverschränkungen werden die Simulationskräfte deutlich größer als in der Realität. Die Abweichung tritt somit ab der Stelle auf, wo die Kontaktpunkte von Rollen und Papier relativ zueinander zu gleiten beginnen. Das hängt wiederum mit der Triangulierung der Rollen und den daraus resultierenden diskreten Kontaktpunkten zusammen. Weil die Flächen nicht ideal glatt, sondern durch die Triangulierung „eckig“ sind, „verhaken“ sich die Kontaktpunkte unter Reibung ineinander, so dass die Normalkräfte unrealistisch ansteigen.

Deutlich ist auch die aufgrund der Reibung entstehende Hysterese zu erkennen, die auch in der Realität auftritt, allerdings in schwächerer Form (Bild 5-3(b)). Prüfstandsmessungen haben mehrfach gezeigt, dass die Reibung keinen wesentlichen Einfluss auf die obere Hysterese-Flanke der Steifigkeitskennlinie hat, da die Kräfte sowohl bei der statischen Messung als auch dynamisch während des Papiertransports vergleichbar sind.

Obwohl das FEM-Modell mit Walzentriangulierung keine dynamische Berechnung des Papiereinzugs erlaubt, bietet es eine sehr genaue Simulation der Geldnotenverformung und der Normalkraftverteilung im V-Spalt. Damit eignet sich das Modell für die Analyse und die Auslegung der Rollengeometrie im V-Spalt. Der Einfluss der Balgigkeit der Rollenoberflächen (Rollenprofil) sowie Rollenanzahl, Rollenbreite, Rollen-



**Bild 4-7:** Parameterstudie der statischen 3D-FEM-Simulation zur Normalkraft im V-Spalt mit Berücksichtigung der Reibung zwischen Papier und Rollen (Bild 4-3)

abstand und Rollenverschränkung werden in Abhängigkeit vom E-Modul des Geldnotenmaterials berücksichtigt. Der Einfluss der Wellendurchbiegungen und der Rollenelastizität kann analytisch zur Steifigkeitskennlinie der FEM-Simulation hinzugefügt werden. Eine Anleitung und eine Berechnungsgrundlage dazu werden in [Loc09] gegeben.

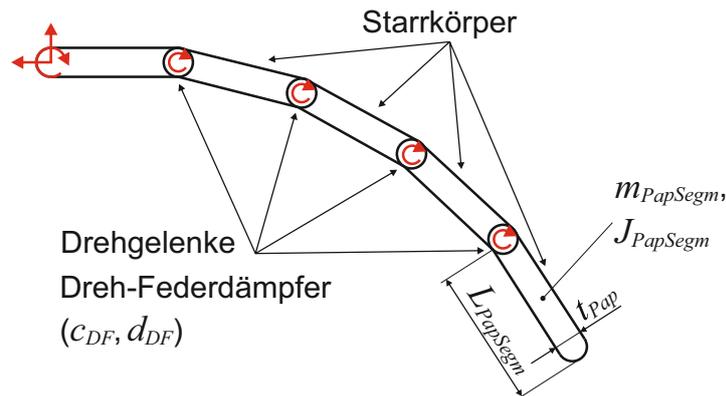
Vernachlässigt man die Balligkeit der V-Spalt-Rollen, lässt sich die Normalkraft im V-Spalt näherungsweise auch analytisch berechnen. HUI CHENG [CIY10] hat dazu eine Berechnungsformel veröffentlicht. Der Einfluss der Rollenballigkeit ist im betrachteten Vereinzelungsmodul dennoch so groß, dass diese Formel im Weiteren nicht verwendet wird.

## 4.2 2D-Modell des Vereinzelungsmoduls

Auch die 2D-Modellierung des Vereinzelungsvorgangs erfolgte mit Hilfe des Mehrkörpersimulationstools *RecurDyn*. Das 2D-Gesamtmodell des modifizierten Vereinzelungsmoduls, das im Folgenden dokumentiert wird, enthält neben der reinen Mechanik auch die Motoren und die Regler für die separat angetriebene Abzugswalze sowie die Verstellung der V-Spalt-Verschränkung. Dabei wurde die Mechanik des Vereinzelungsmoduls mit dem *MTT2D*-Tool (*Material Transportation Tool 2D*) in *RecurDyn* modelliert, während die Motoren und die Regler zusammen mit einer idealisierten Automatensteuerung in *Matlab/Simulink* abgebildet wurden. Für die Simulation wurden *RecurDyn* und *Matlab/Simulink* über eine Co-Simulation miteinander verkoppelt.

### 4.2.1 Papiermodell

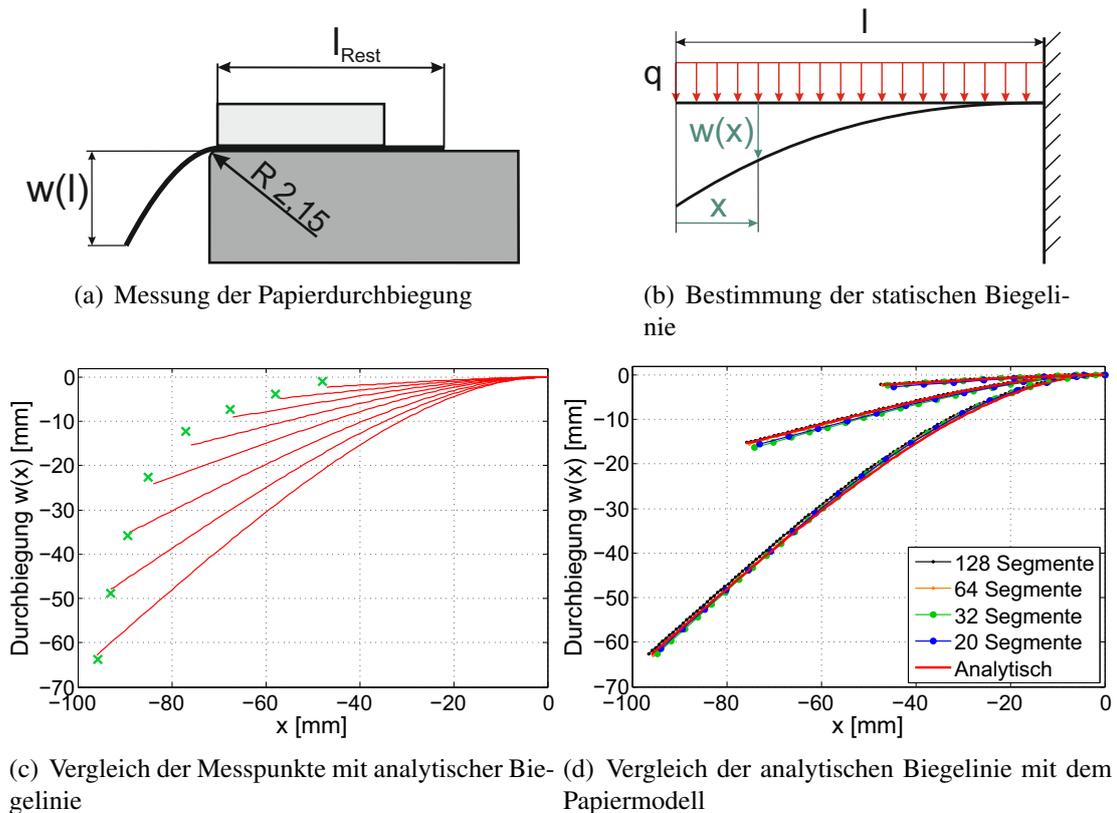
Um die Elastizität der Geldnoten abzubilden, werden diese als Starrkörper-Drehgelenkketten modelliert (Bild 4-8). Aus dem experimentell bestimmten E-Modul des Papiers  $E_{Pap}$  wird dabei wie folgt die Steifigkeit der Drehfedern  $c_{DF}$  bestimmt [Rec05, S. 12-3 bis 12-5].



**Bild 4-8:** Geldnotenmodell als Starrkörper-Drehgelenk-Kette

$$\begin{aligned}
 c_{DF} &= \frac{E_{Pap} \cdot t_{Pap}^3}{12 \cdot L_{PapSegm}} \cdot b_{Pap} \\
 d_{DF} &= D_{Str} \cdot c_{DF} \\
 m_{PapSegm} &= \frac{\rho_{Pap} \cdot L_{Pap} \cdot t_{Pap}}{n_{Segm}} = \frac{m_{Pap}}{n_{Segm}} \\
 J_{PapSegm} &= \frac{m_{PapSegm} (t_{Pap}^2 + L_{PapSegm}^2)}{12}
 \end{aligned} \tag{4-1}$$

Die Dicke des Papiers  $t_{Pap}$ , die Breite  $b_{Pap}$  normal zur Transportrichtung sowie die Länge der einzelnen Papiersegmente  $L_{PapSegm}$  gehen dabei ebenfalls in die Berechnung ein. Die Dämpfung der Drehfedern wird aus der näherungsweise frequenzunabhängigen Strukturdämpfung (auch Hysteresedämpfung)  $D_{Str}$  des Papiers berechnet. Für linear-elastische Werkstoffe und stationär harmonische Schwingungen lässt sich die Dämpfung  $d_{PapSegm}$  als näherungsweise proportional zur Steifigkeit der Drehfedern angeben [Bee94, S. 15], [SGM08, S. 88]. Die Masse  $m_{PapSegm}$  und das Drehträgheitsmoment  $J_{PapSegm}$  um die Raumachse werden aus den Noteneigenschaften anteilig berechnet. Je nach auftretenden Papier-Krümmungsradien können die Länge und die damit verbundene Anzahl der Papiersegmente gewählt werden. Da das Papiermodell nur für die 2D-Betrachtung ausgelegt ist, werden die Papierbewegung in Raumrichtung gesperrt und die Papierbreite auf  $b_{Pap} = 1 \text{ mm}$  normiert. Demzufolge müssen alle Massen, Rollenkräfte und Antriebsmomente auf diese Einheitsbreite normiert werden.



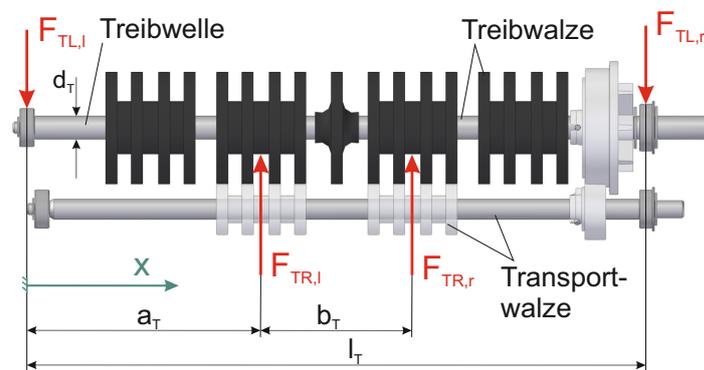
**Bild 4-9:** Validierung der Papiermodell-Steifigkeit mit  $E_{Pap} = 2.800 \text{ N/mm}^2$  für den statischen Fall

**Bestimmung des E-Moduls:** Grundlage für die meisten folgenden Messungen und Simulationen ist weißes 80g-Druckerpapier. Zur Bestimmung seines E-Moduls wurden das Papier einseitig eingespannt und die Durchbiegung aufgrund der Gewichtskraft am freien Ende gemessen (Bild 4-9(a)). Anhand der statischen Biegelinie  $w(x)$  eines einseitig eingespannten Balkens unter konstanter Linienlast  $q$  (Bild 4-9(b)) konnte der E-Modul identifiziert werden.

$$w(x) = \frac{q \cdot (l-x)^4}{24 \cdot E \cdot I_y} \cdot \left[ 3 - 4 \cdot \frac{l-x}{l} + \left( \frac{l-x}{l} \right)^4 \right] \quad [\text{BG01, C23}] \quad (4-2)$$

Bild 4-9 bestätigt eine sehr gute Übereinstimmung des Papiermodells unterschiedlicher Diskretisierungen mit den analytischen Biegelinien und den experimentellen Messpunkten.

**Bestimmung der Papierdämpfung:** Zur Bestimmung der Papierdämpfung wurde ebenfalls das Experiment aus Bild 4-9 (a) verwendet. Dazu wurde die Anzahl der Nachschwingungen des Papiers als Referenz verwendet. Die Identifizierung wurde nur



**Bild 4-10:** Belastung der Treibwelle

überschlägig durchgeführt, da eine genauere Bestimmung die Trennung von Luftwiderstand und Strukturdämpfung des Papiers erfordert hätte.

Der Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messungen belegt, dass die Abbildung der Banknoten als Starrkörper-Drehgelenkketten für den statischen und den dynamischen Fall sehr gute Übereinstimmungen liefert und für die weitere Betrachtung verwendet werden kann.

#### 4.2.2 Walzenmodell

Die Walzen des Vereinzelnmoduls bestehen jeweils aus einer Stahlwelle mit mehreren aufgeklebten Kunststoffrollen (Bild 4-10). Bei der weiteren Betrachtung der Steifigkeiten wird daher unterschieden zwischen der *Rollensteifigkeit*, wenn nur die Verformung der Kunststoffrollen gemeint ist, und der *Walzensteifigkeit*, wenn die resultierende Verformung von Stahlwelle samt Kunststoffrollen betrachtet wird. Ziel ist es, aus den modellbasierten Analyseergebnissen auch Rückschlüsse auf die konstruktiven Größen der Walzen – wie beispielsweise Wellenabmessungen und Rollenabstände – zu gewinnen. Dafür reicht es aber nicht aus, die Verformung der Walzen über eine resultierende Gesamtsteifigkeit abzubilden. Vielmehr müssen die Durchbiegungen der Stahlwellen, die Verformungen der Rollen und im Falle von verschränkten Rollen auch die elastische Deformation der Geldnoten separat in Abhängigkeit von den geometrischen Abmessungen und den Materialeigenschaften abgebildet werden.

#### Berechnung der Wellensteifigkeit

Zur Abbildung der Wellendurchbiegung im 2D-Modell soll für die Welle eine Ersatzfedersteifigkeit in Abhängigkeit ihrer Abmessungen berechnet werden. Bei der Wellenbelastung wird vereinfachend angenommen, dass die Kräfte jeweils in der Mitte der beiden aufeinander laufenden Rollengruppen eingreifen (Bild 4-10). Für die Berechnung der statischen Durchbiegung der Treibwelle lässt sich aufgrund der linearen

Zusammenhänge das Superpositionsprinzip anwenden: Zuerst werden die Durchbiegungen jeweils unabhängig unter dem Einfluss der Kraft  $F_{TR,l}$  und  $F_{TR,r}$  berechnet und anschließend addiert. Die Formel bei Wirkung der Kraft  $F_{TR,r}$  lautet:

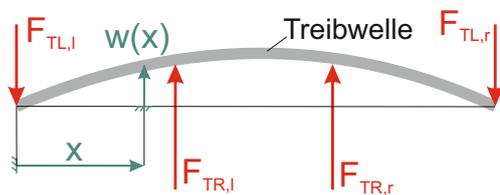
für  $0 \leq x \leq (a_T + b_T)$

$$w(x) = \frac{F_{TR,r} \cdot (a_T + b_T) \cdot a_T^2}{6 \cdot E \cdot I_y} \cdot \left[ \left(1 + \frac{l_T}{a_T}\right) \cdot \frac{x}{l_T} - \frac{x^3}{(a_T + b_T) \cdot a_T \cdot l_T} \right],$$

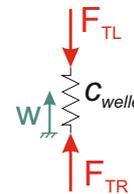
$$I_y = \frac{\pi \cdot d_T^4}{64}.$$
(4-3)

Damit lassen sich an den Stellen der Rollenkräfte  $F_{TR,l}$  und  $F_{TR,r}$  die jeweiligen Durchbiegungen ermitteln (Bild 4-11(a)) und daraus auch eine Ersatzfedersteifigkeit  $c_{Welle}$  der Welle unter den definierten Belastungen (Bild 4-11(b)):

$$c_{Welle} = \frac{3}{16} \cdot \frac{E \cdot \pi \cdot l_T \cdot d_T^4}{a_T \cdot (a_T \cdot l_T + b_T \cdot l_T - b_T^2) \cdot (2 \cdot a_T + b_T)}.$$
(4-4)



(a) Durchbiegung Welle



(b) Resultierende Wellensteifigkeit

**Bild 4-11:** Physikalische Ersatzbilder der Wellendurchbiegung

### Berücksichtigung der Rollenelastizität

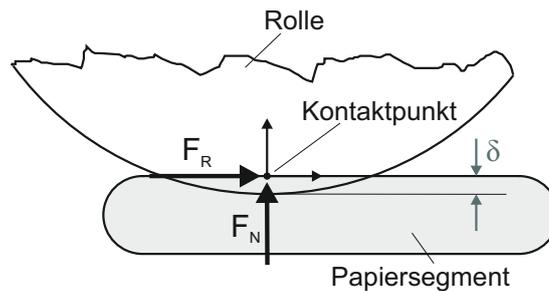
Die aus Starrkörper-Segmenten erzeugte Geldnote steht in Kontakt mit den starren Rollen des in *RecurDyn* abgebildeten MKS-Modells. Zur Modellierung dieses Kontakts werden die Mindestabstände aller Papiersegmente zur Rollenoberfläche bestimmt, und in Abhängigkeit von ihrer Eindringtiefe  $\delta$  und der Eindringgeschwindigkeit  $\dot{\delta}$  wird die Normalkraft  $F_N$  zwischen der Rolle und dem entsprechenden Papiersegment aufgeprägt (Bild 4-12).

$$F_N = c_{Rolle} \cdot \delta^m - d(\delta) \cdot \dot{\delta}$$

$$d(\delta) = d_{Rolle} \cdot \delta^n$$
(4-5)

Die Normalkraft des Kontakts wird somit allgemein als nichtlineares Feder-Dämpfer-Element abgebildet. Progressive Kontaktsteifigkeiten werden über den Exponenten  $m > 1$  realisiert, während die Dämpfung von der Eindringtiefe abhängt. Auf diese Weise wird vermieden, dass die Dämpfungskraft beim Verlassen des Kontakts einen unerwünschten „Klebeffekt“ verursachen kann. Die Abhängigkeit der Dämpfungskraft von der Eindringtiefe kann über den Exponenten  $n$  ebenfalls nichtlinear realisiert werden.

Obwohl die Rollen im MKS-Modell als Starrkörper abgebildet werden, wird ihre Verformung dennoch indirekt über den elastischen Kontakt zwischen Notensegment und Rolle berücksichtigt. Analog zu den Überlegungen aus Abschnitt 4.1.3 wird die Steifigkeit dieses Kontakts so parametrisiert, dass sie genau der nichtlinearen Steifigkeitskennlinie der Rollen entspricht. Demzufolge wird für die Steifigkeitsbeziehung an der Kontaktstelle die aus Prüfstandsmessungen identifizierte Kennlinie der Rollenverformung verwendet (Bild 4-13). Alternativ dazu können die Rollenverformungen mittels FEM berechnet werden.



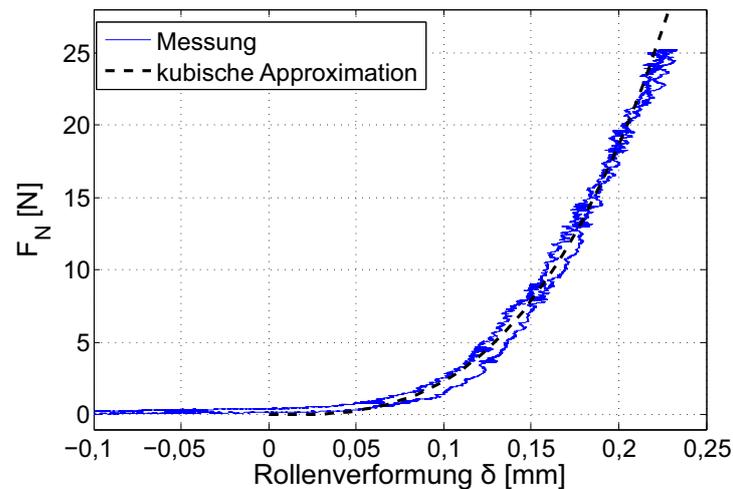
**Bild 4-12:** Kontakt zwischen Rollen und Geldnoten

In Abhängigkeit von der Normalkraft und der Relativgeschwindigkeit zwischen der Rolle und dem entsprechenden Papiersegment wird anhand des Coulombschen Reibgesetzes die Reibungskraft  $F_R$  bestimmt und aufgeprägt:

$$F_R = -\mu(v_{rel}) \cdot F_N. \quad (4-6)$$

Zur Parametrierung der Rollenkontakte müssen die Steifigkeit  $c_{Rolle}$ , die Dämpfung  $d_{Rolle}$  und der Reibungsbeiwert  $\mu(v_{rel})$  quantitativ ermittelt werden. Es hat sich bei Prüfstandsmessungen sehr schnell herausgestellt, dass hier sowohl bei der Steifigkeit als auch bei der Reibung nicht mit linearen Zusammenhängen gearbeitet werden kann.

**Identifizierung der nichtlinearen Rollensteifigkeit:** Bild 4-13 zeigt die Messung der Rollenverformung in Abhängigkeit von der aufgeprägten Normalkraft. Es handelt sich dabei um die Serienschaltung der Steifigkeiten der Treib- und der Transportrollen. Diese Rollenverformung wird durch eine kubische Kennlinie approximiert



**Bild 4-13:** Messung der Rollensteifigkeit von Treib- und Transportwalze

(Bild 4-13). In Anlehnung an die Kraftberechnung aufgrund einer allgemeinen nicht-linearen Federsteifigkeit erhält man folgenden Zusammenhang:

$$\begin{aligned}
 F &= \int_0^s c(s) \, ds = \int_0^s c_{\text{Rollen}} \cdot s^2 \, ds \\
 F &= \frac{1}{3} \cdot c_{\text{Rollen}} \cdot s^3 = c_{\text{Rollen, RecurDyn}} \cdot s^3
 \end{aligned} \tag{4-7}$$

Da es sich bei der kubischen Steifigkeitskennlinie um die aus den Treib- und den Transportrollen resultierende Steifigkeit handelt, muss dieser Parameter noch auf die genannten beiden Rollengruppen aufgespalten werden. Bei der Vermessung der beiden Rollengruppen gegen eine starre Metallplatte hat sich ergeben, dass zwischen ihnen ein Verhältnis von  $1/5$  besteht. Dieses Verhältnis wird nun zur Aufteilung der resultierenden Steifigkeitskennlinie zugrunde gelegt.

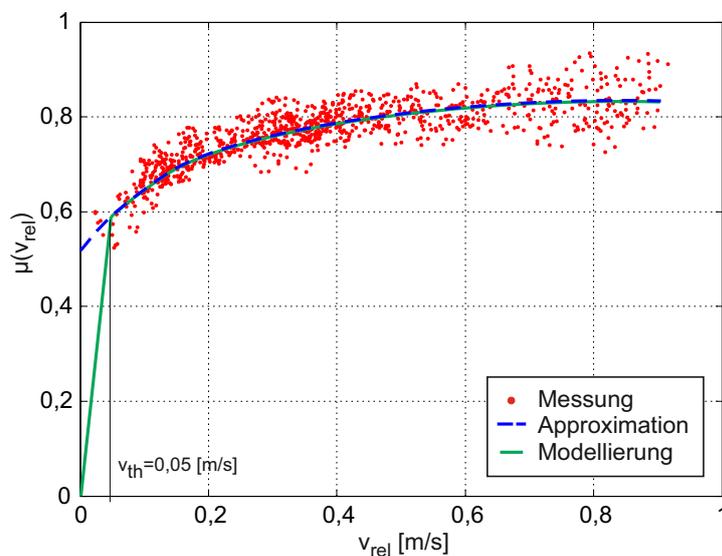
Die Serienschaltung zweier nichtlinearer Federn lässt sich nicht einfach mit Hilfe der bekannten Formel berechnen, da diese nur für die Serienschaltung linearer Federn gilt (Gl. 4-8). Für die Serienschaltung zweier kubischer Kennlinien ergibt sich der Ausdruck gemäß Gleichung 4-9.

$$c_{\text{Serie, linear}} = \frac{1}{c_{\text{lin},1}} + \frac{1}{c_{\text{lin},2}} \tag{4-8}$$

$$c_{\text{Serie, kubisch}} = \frac{c_{\text{kub},1} \cdot c_{\text{kub},2}}{\left(\sqrt[3]{c_{\text{kub},1}} + \sqrt[3]{c_{\text{kub},2}}\right)^3} \tag{4-9}$$

**Parametrierung der Rollendämpfung:** Zur Analyse des Einflusses der Rollendämpfung wurde eine Sensitivitätsanalyse am Walzenpaar mit Berücksichtigung der Stahlwellen und der Kraftaufnehmer durchgeführt. Die Simulation hat gezeigt, dass die Variation der Rollendämpfung aufgrund der geringen Strukturdämpfung der Wellen an der Kraftmessdose nicht messbar und somit am Prüfstand nicht identifizierbar ist. Daraufhin wurde ein pragmatischer Ansatz gewählt, der von einer frequenzunabhängigen Strukturdämpfung im Rollenmaterial ausgeht. Näherungsweise lässt sich die Dämpfung  $d_{Rolle}$  in dem Fall als proportional zur Steifigkeit angeben [SGM08, S. 88], so dass eine steifigkeitsproportionale Normierung der Kontaktdämpfung durchgeführt wurde.

**Parametrierung der Rollenreibung:** Zur Parametrierung der Reibung zwischen den Rollen und den Geldnoten wurden die Ergebnisse der Reibungsmessungen am Rollenprüfstand (s. Abschnitt 5.4) hinzugezogen. Die Messungen zeigen, dass die Reibung stark von der Relativgeschwindigkeit zwischen den Rollen und den Geldnoten abhängt. Der Unterschied zwischen Druckerpapier, verschiedenen Geldnoten aus Baumwollmaterial und sogar Geldnoten aus Polymer-Material fällt aber sehr gering aus, so dass bei der Parametrierung der Rollenreibung die Referenzmessung zwischen Rollen und Druckerpapier verwendet wurde (Bild 4-14).



**Bild 4-14:** Messung und Modellierung der von der Relativgeschwindigkeit abhängigen Reibungskennlinie  $\mu(v_{rel})$

Zur Verringerung der Simulationszeiten wird keine echte Haftreibung abgebildet, sondern diese durch eine lineare Ursprungskennlinie mit hoher Steigung angenähert. Nach Erreichen der Grenz-Relativgeschwindigkeit  $v_{th}$  wird die gemessene Kennlinie erreicht. Die Reibung entspricht dann auch im Haftbereich einer hohen viskosen Dämpfung.

fung, bei der Relativgeschwindigkeiten auch während des Haftens möglich sind. Dieser Nachteil wird jedoch durch den Vorteil aufgewogen, dass die Dynamik des Systems als gewöhnliche Differentialgleichung formuliert werden kann und sich positiv auf die Simulationszeit auswirkt.

### 4.2.3 V-Spalt-Ersatzmodell

Da aus den in Abschnitt 4.1 aufgeführten Gründen die Simulation des Vereinzelvorgangs in 3D nicht möglich ist, gilt es, ein 2D-Ersatzmodell für den V-Spalt zu finden, das für klar definierte Randbedingungen gültig ist. Dabei müssen Kriterien definiert werden, die für die Funktion des V-Spalts wesentlich sind und im Modell abgebildet werden müssen. Folgende Kriterien sind für das Verhalten des Papiers im V-Spalt wesentlich:

- (i) Normalkraft mit einem und mit mehreren Scheinen im V-Spalt
- (ii) Abbildung der Normalkraft in Abhängigkeit von der Rollen-Verschränkung
- (iii) Widerstand beim V-Spalt-Eintritt („*Anschnäbeln*“) in Abhängigkeit von der Papiergeschwindigkeit
- (iv) Resultierende Papier-Vortriebskraft im V-Spalt in Abhängigkeit von der Verschränkung

Da im V-Spalt eine dreidimensionale Verformung des Papiers geschieht (s. Bild 4-3 auf Seite 58), kann es sich bei sämtlichen 2D-Modellen des V-Spalts lediglich um Ersatzmodelle handeln, was bedeutet, dass mit Einschränkungen ihrer Gültigkeit gerechnet werden muss. Wichtig ist allerdings, dass zumindest die ausschlaggebenden Kriterien abgebildet und der Gültigkeitsbereich der Ersatzmodelle genau definiert werden.

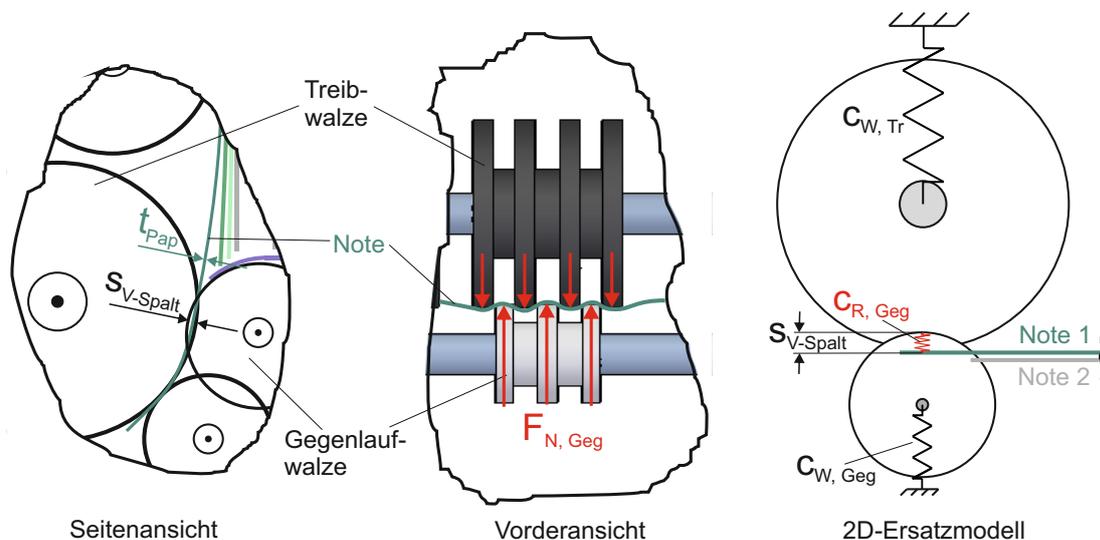
In den folgenden Abschnitten werden drei verschiedene physikalische 2D-Ersatzmodelle zur näherungsweisen Abbildung der Verhältnisse im V-Spalt vorgestellt.

### Weicher Rollenkontakt

Der erste und einfachste Ansatz zur Berücksichtigung der Geldnotenelastizität aufgrund der 3D-Verformung der Geldnote im V-Spalt kann durch „*Weiche Gegenlaufrollen*“ erfolgen. Dabei wird der Kontakt zwischen Gegenlaufrollen und Papiernoten  $c_{R, Geg}$  so nachgiebig bzw. weich gewählt, dass er der Serienschaltung der Gegenlaufrollensteifigkeit und der Geldnotensteifigkeit im V-Spalt entspricht (Bild 4-15).

Die Gesamtsteifigkeit aus den Rollen des V-Spalts und der 3D-Verformung der Geldnote wird vollständig durch die *weichen Gegenlaufrollenkontakte* approximiert. Für die Steifigkeit der weichen Gegenlaufrolle ergibt sich demnach folgender Ausdruck:

$$c_{R, Geg} = \frac{F_{N, Geg}}{s_{V-Spalt}}. \quad (4-10)$$



**Bild 4-15:** 3D-Skizze des V-Spalts und 2D-Ersatzmodell mit weichem Rollenkontakt

Der Vorteil dieses Modellansatzes ist seine Einfachheit, da lediglich der Wert der Kontaktsteifigkeit der Gegenlaufrolle identifiziert werden muss. Tritt nur ein Schein in den V-Spalt, so liefert dieser Ansatz ein sehr gutes Ergebnis. Die Geldnote erfährt wie in der Realität beim Eintreten in den V-Spalt eine kontinuierlich zunehmende Normalkraft, da sich die Eintauchtiefe in die Gegenlaufrolle bis zum Erreichen der V-Spalt-Mitte vergrößert. Gleichzeitig nimmt die Normalkraft beim Verlassen des V-Spalts auch kontinuierlich ab – wie in den Prüfstandsmessungen.

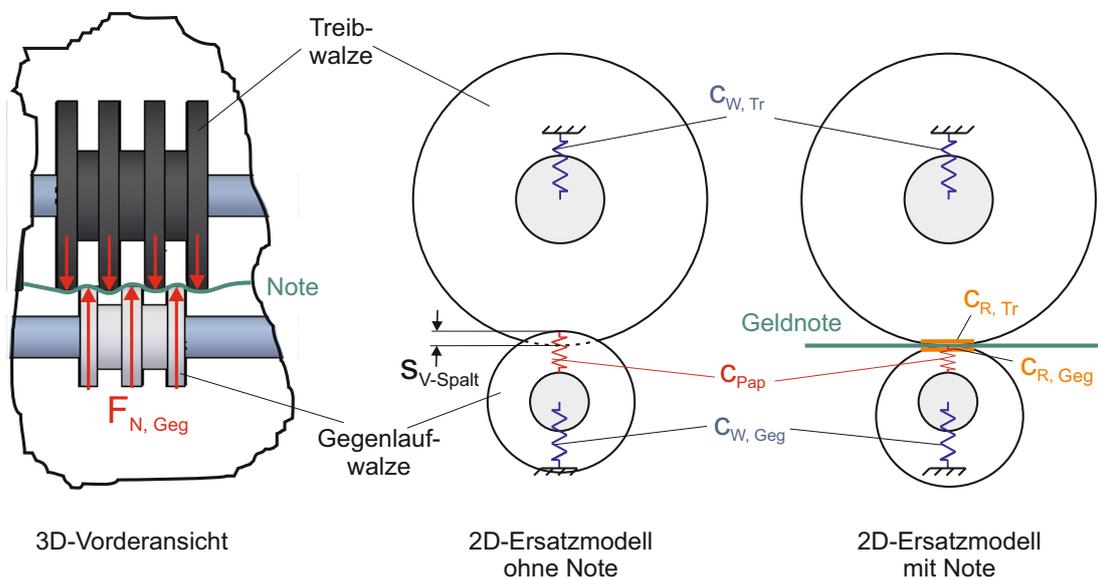
Eine klare Unzulänglichkeit zeigt dieser Modellansatz jedoch, wenn mehr als ein Schein in den V-Spalt eintreten. Wenn zwei Geldnoten im V-Spalt sind, steht in der Realität die obere Geldnote nicht mehr mit der Gegenlaufwalze in Kontakt. Im vorliegenden Modellansatz wird in *RecurDyn* jedoch für beide Noten – sowohl für die obere als auch für die untere – ein Kontakt mit der Gegenlaufrolle gerechnet. Dadurch bleibt die Reibkraft zwischen der oberen Geldnote und der Gegenlaufrolle bestehen, was mit der Realität nichts mehr zu tun hat.

Im Verlauf der weiteren Arbeiten und in den dort verwendeten 2D-Vereinzlermodellen wird daher ein anderer – wie folgt beschriebener – Modellansatz verwendet.

### Virtuelle Papierfeder mit Scheinanzahl-Kontrolle

In dem V-Spalt Ersatzmodell „Virtuelle Papierfeder mit Scheinanzahl-Kontrolle“ wird die Elastizität im Kontakt zwischen den Rollen und den einzelnen Geldnoten-Segmenten dazu genutzt, nur die Elastizitäten der Rollen zu beschreiben ( $c_{R, Tr}$  bzw.  $c_{R, Geg}$ : Kontaktsteifigkeiten zwischen den Geldnoten-Segmenten und der Treib- bzw. Gegenlaufrolle). Die wellenförmige Verformung der Geldnote im V-Spalt aufgrund der ver-

schränkten Rollen und der Geldnotenelastizität normal zur Transportrichtung (Bild 4-16, 3D-Vorderansicht) kann im 2D-Modell nicht mehr direkt berücksichtigt werden. Dazu wird in diesem Modellansatz zwischen die Gegenlaufwelle und die Gegenlaufrolle eine „virtuelle Papierfeder“  $c_{Pap}$  eingefügt, die eine virtuelle Verschiebung des Rollenmantels gegenüber der eigentlichen Rollenmasse zulässt (Bild 4-16, Mitte). Die Steifigkeit der „virtuellen Papierfeder“  $c_{Pap}$  entspricht dabei der experimentell ermittelten nichtlinearen Steifigkeitskennlinie der betrachteten Geldnote. Die Masse der Rolle wird dabei der Wellenmasse hinzugefügt, während der Rollenmantel nahezu masselos bleibt. Seine Masse entspricht dem in Wellenform verformten Teil der Geldnote und ist gegenüber den Federkräften vernachlässigbar gering.



**Bild 4-16:** 2D-Ersatzmodell des V-Spalts mit virtueller Papierfeder

Dringen zwei oder mehr Geldnoten in den V-Spalt ein, so verdoppelt bzw. vervielfacht sich die im V-Spalt wirksame Geldnotensteifigkeit. Dementsprechend werden im Modell die aktuelle Anzahl der Geldnoten im V-Spalt über die Sensierung ihrer Dicke erfasst und die Steifigkeit der „virtuellen Papierfeder“ mit der Anzahl der im V-Spalt befindlichen Geldnoten multipliziert.

**Berücksichtigung des Rückhaltekamms:** Weiterhin muss im Zusammenhang mit dem Rückhaltekamms Folgendes berücksichtigt werden: Die Finger des Rückhaltekamms drücken in der Realität zwischen den Treibrollen direkt auf das Papier und die darunter liegenden Gegenlaufrollen (s. Bild 4-19 auf Seite 76). Damit wirkt sich die Elastizität des Papiers an dieser Stelle nicht aus. Im Modell verformt der Rückhaltekamms jedoch gleichzeitig auch die virtuelle Papierfeder  $c_{Pap}$ , so dass er auf einen unrealistisch weichen Widerstand stößt und die Gegenlaufrolle wegdrückt. Um diesen

Fehler zu kompensieren wird der virtuellen Papierfeder zusätzlich ein aktiver Kraftanteil hinzugefügt, der entgegen der Normalkraft des Rückhaltekamms wirkt und diese genau aufhebt.

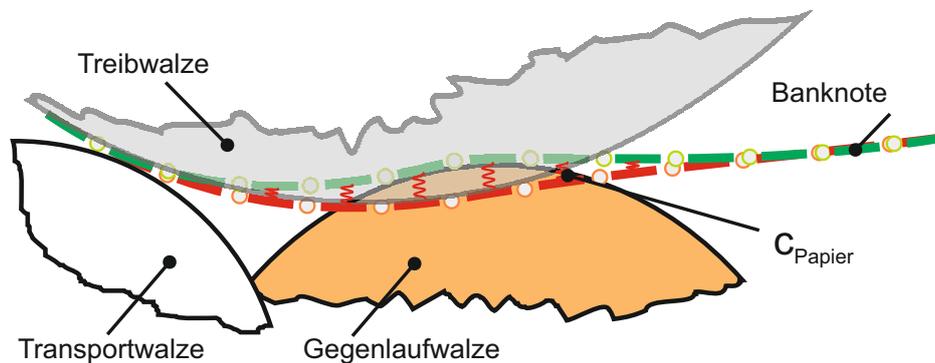
**Abstraktion als Hindernis für Anwender:** Sämtliche Simulationen haben gezeigt, dass dieser Modellansatz zur Beschreibung der Vorgänge im V-Spalt sehr gut geeignet ist. Dennoch soll an dieser Stelle daran erinnert werden, dass die Abbildung der Zusatzelastizität aus der Rollenverschränkung eine Abstraktion der Realität darstellt, die einem Anwender des Modells nicht sofort einleuchtet. Hinzu kommt, dass in den CAD-orientierten MKS-Programmen (z. B. *RecurDyn* oder *Adams*) geometrisch aufeinander liegende Anfangs- und Endpunkte von Elementen (z. B. virtuelle Papierfeder) nicht deutlich visualisiert werden können. Topologie-orientierte Modellierungstools (z. B. *Modelica/Dymola* oder *SIMPACK*) haben an dieser Stelle deutliche Vorteile, da sie die Verkopplung der Starrkörper topologisch und unabhängig von der geometrischen Ausdehnung abbilden. Speziell bei der Umsetzung von abstrahierten physikalischen Ersatzmodellen, wie z. B. der virtuellen Papierfeder im V-Spalt, eignet sich die topologieorientierte Modellierungsart oft besser.

## 2,5D-Modell des V-Spalts

Der entscheidende Nachteil des V-Spalt-Modells mit „virtueller Papierfeder“ in der Gegenlaufrolle liegt in seiner Intransparenz für Anwender. Daher wurde weiter nach einem Ersatzmodell gesucht, das die 3D-Verformung des Papiers im V-Spalt für den Anwender intuitiv abbildet und in der 2D-Animation anschaulich visualisieren kann, ohne eine signifikant längere Simulationszeit zu benötigen.

Einen vielversprechenden Ansatz liefert dabei die Verkopplung zweier Papiermodelle (Bild 4-17), die jeweils aus einer Starrkörper-Kette bestehen [JcT<sup>+</sup>09, S. 4]. Dazu werden zwei geometrisch identische Starrkörperketten nebeneinander gelegt und ihre gegenüberliegenden Starrkörper-Segmente so verbunden, dass ihre Relativbewegung in Transportrichtung gesperrt wird – alle anderen Freiheitsgrade der beiden Starrkörperketten bleiben erhalten. Vertikal zur Transportrichtung, also in Richtung der Rollen-Normalkräfte, werden die gegenüberliegenden Starrkörper mit den „virtuellen Papierfedern“ aus dem vorherigen Modellansatz in Abschnitt 4.2.3 verbunden.

**Kontaktierung im V-Spalt:** Die rote Starrkörperkette steht dabei mit allen Rollen und Leitelementen in Kontakt – außer mit der Gegenlaufwalze und dem Rückhalte-kamm. Die grüne Starrkörperkette steht nur mit der Gegenlaufwalze und dem Rückhalte-kamm in Kontakt. Auf diese Weise wird die grüne Starrkörperkette durch das gesamte Modell hindurch einfach von der roten mitgezogen, da keine Kontaktkräfte darauf wirken. Tritt das gekoppelte Geldnotenmodell in den V-Spalt – zwischen die Treib- und die Gegenlaufwalze – wird die grüne Kette von der Gegenlaufwalze nach



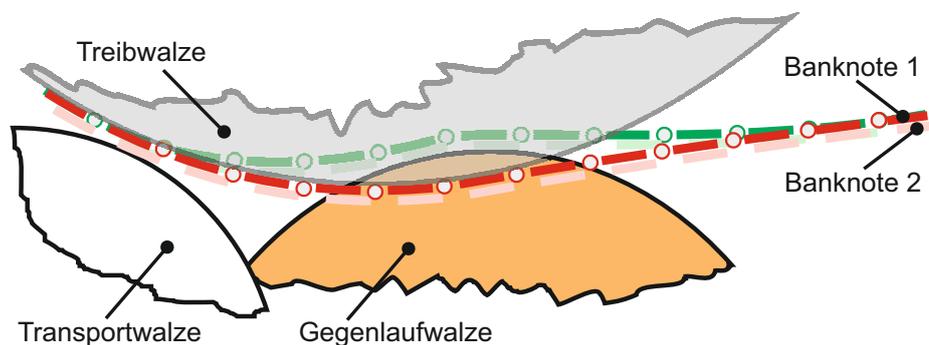
**Bild 4-17:** 2,5D-Papiermodell mit einer Geldnote im V-Spalt [JcT<sup>+</sup>09]

oben gedrückt, während die rote von der Treibwalze nach unten geschoben wird (Bild 4-17). Dadurch wird das Geldnotenmodell in Richtung der Walzennormalen aufgespreizt, so dass die Papierfedern  $c_{\text{Papier}}$  gespannt werden und im V-Spalt eine Gegenkraft erzeugen, die von der Rollenverschränkung abhängt.

Dieses Modell mit zwei verkoppelten Starrkörperketten liefert prinzipiell dieselben Ergebnisse wie das im vorherigen Abschnitt beschriebene Modell mit der virtuellen Papierfeder zwischen Rollenmantel und Rolle. Der neue Modellansatz hat jedoch einige Vorteile:

- Anschaulicher für den Anwender, da die Banknotenaufspreizung im V-Spalt intuitiv als 3D-Verformung interpretiert werden kann
- Eine künstliche Erhöhung der Papierfeder-Steifigkeit  $c_{\text{Papier}}$  beim Eintritt von mehr als einer Note in den V-Spalt entfällt, da die zwei Geldnoten im V-Spalt automatisch die doppelte Federsteifigkeit mitbringen (Bild 4-18).
- Befindet sich nur die Vorder- oder Hinterkante der Geldnote im V-Spalt, ist die Steifigkeit etwas niedriger, da weniger Koppelfedern ausgelenkt werden – das deckt sich mit den FEM-Simulationen und wird vom Ansatz mit der virtuellen Papierfeder nicht abgebildet.
- Es ist eine Abhängigkeit der Normalkräfte von den Rollenradien vorhanden. Je größer die Rollenradien werden, desto mehr Koppelfedern werden bei gleicher Rollenverschränkung ausgelenkt, und desto höher wird die Normalkraft im V-Spalt. Diese Abhängigkeit bildet die Realität genauer ab als der vorherige Modellansatz, ist aber quantitativ noch nicht untersucht worden.
- Die Simulationszeit mit nur einer Geldnote im V-Spalt ist vergleichbar mit der des Ansatzes der virtuellen Papierfeder.

Trotz der vielen Vorteile der Modellansatzes mit den gekoppelten Starrkörperketten wurde für die weitergehende Modellanalyse der Ansatz mit der virtuellen Papierfeder



**Bild 4-18:** 2,5D-Papiermodell mit zwei Geldnoten im V-Spalt

bevorzugt. Für die modellbasierte Analyse war es notwendig, mehrere Abzüge hintereinander zu simulieren, so dass sich die folgende Nachteile bemerkbar machten:

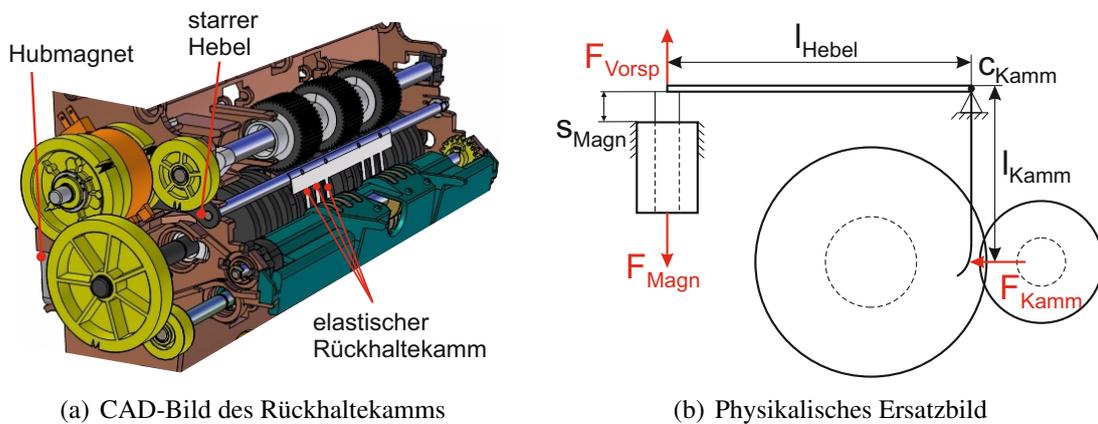
- Die Modellierung von mehreren Geldnoten ist sehr aufwändig und fehleranfällig, da sowohl zwischen Noten und Walzen als auch zwischen den Noten zahlreiche Kontakte definiert werden müssen. Dieser Nachteil lässt sich jedoch durch die Programmierung eines Makros für das Geldnotenmodell beheben.
- Mit zunehmender Geldnotenzahl steigt die Simulationszeit aufgrund der vielen Kontaktdefinitionen zwischen den Starrkörperketten sehr stark an. Der Ansatz mit der virtuellen Papierfeder benötigt nur die Hälfte der Kontaktdefinitionen.

#### 4.2.4 Modellierung des Rückhaltekamms

Der Rückhaltekamms des Vereinzelungsmoduls besteht aus sechs dünnen elastischen Blechen, die zwischen die Rollen der Treibwalze greifen und die Geldnoten nach Erreichen der Transportwalze gegen die stehenden Gegenlaufrollen pressen (Bild 4-19(a)) und so ein Mitrutschen der Nachfolgescheine während des Vereinzelungsvorgangs verhindern. Die elastischen Bleche sind auf einer drehbar gelagerten Stahlwelle befestigt, die über einen massiven Metallhebel von einem Hubmagneten geschwenkt wird.

Das physikalische Ersatzbild zur Modellierung des Rückhaltekamms ist in Bild 4-19(b) skizziert. Die dünnen elastischen Bleche des Rückhaltekamms werden dabei als starr und mit einer Kontaktfläche zu den Geldnoten sowie zur Gegenlaufrolle modelliert. Zur Berücksichtigung ihrer Elastizität wird zwischen den Blechen und dem starren Hebel eine Drehfeder  $c_{Kamm}$  eingefügt.

**Parametrierung des Rückhaltekamms:** Die beiden Hebellängen und der Hubweg des Hubmagneten konnten aus dem CAD-Modell ermittelt werden. Anschließend wurde zwischen Treibwalze und Gegenlaufwalze ein Papierschein eingelegt und die



**Bild 4-19:** Modellierung des Rückhaltekamms

Kraft  $F_{Magnet,max}$ , die benötigt wird, um den Magneten in seine Endlage zu ziehen, mit Hilfe einer Federwaage gemessen.

$$\begin{aligned}
 l_{Hebel} &= 51,36 \text{ mm} \\
 l_{Kamm} &= 21,56 \text{ mm} \\
 s_{Magn,max} &= 5 \text{ mm} \\
 F_{Magn,max} &= 5 \text{ N} \\
 F_{Vorsp} &= 1 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{4-11}$$

Damit ergibt sich für die Normalkraft  $F_{Kamm}$ , mit welcher der Kamm auf die Scheine gedrückt wird, folgender Ausdruck:

$$F_{Kamm} = \frac{l_{Hebel}}{l_{Kamm}} \cdot (F_{Magn,max} - F_{Vorsp}) \approx 9,5 \text{ N}. \tag{4-12}$$

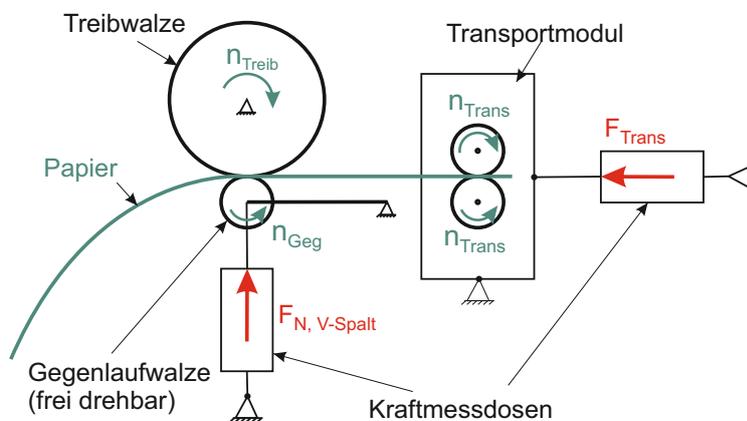
Aufgrund der Verformung des Kamms bewegt sich nach dem Anlegen des Kamms an die Gegenlaufwalze das Ende des Hebels, an dem der Hubmagnet eingreift, unter einer Kraft von  $F_{Magn} = 4 \text{ N}$  um  $s_{Magn} = 2 \text{ mm}$  nach unten. Damit lässt sich für die Drehfeder im Modell folgende Ersatzsteifigkeit angeben:

$$c_{Kamm} = \frac{F_{Magn,max} \cdot l_{Hebel}}{\arctan\left(\frac{s_{Magn,max}}{l_{Hebel}}\right)}. \tag{4-13}$$

#### 4.2.5 Modell-Validierung mittels Walzenprüfstand

Die abschließende Validierung des 2D-Modells des Vereinzelungsmoduls anhand von Messdaten bildet eine wesentliche Phase der Modellbildung. Erst wenn sichergestellt

ist, dass das Simulationsmodell die Realität entsprechend der Aufgabenstellung hinreichend genau wiedergibt, kann die anschließende modellbasierte Analyse des Vereinzeltungsmoduls verlässliche Ergebnisse liefern. Die für die Modellvalidierung benötigten Sensoren lassen sich aufgrund der beengten Platzverhältnisse nicht in das originale Vereinzeltungsmodul einbauen. Daher wurde ein Walzenprüfstand mit den originalen Walzen des Vereinzeltungsmoduls aufgebaut. Der V-Spalt, bestehend aus Treibwalze und Gegenlaufwalze, bildet das Herzstück des Prüfstands. Das Transportmodul dient zur Einführung von Geldnoten in den V-Spalt mit definierten Notengeschwindigkeiten. Bild 4-20 zeigt eine Prinzipskizze; im Abschnitt 5.1 wird der Prüfstand im Detail beschrieben.



**Bild 4-20:** Prinzipskizze zur Gleitreibungsmessung zwischen Treibwalze und Geldnote im V-Spalt

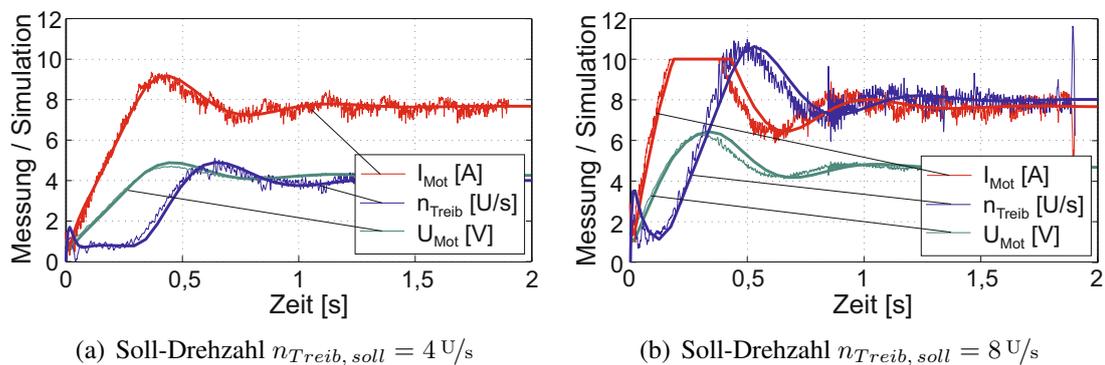
Um das 2,5D-V-Spalt-Modell aus dem vorhergehenden Abschnitt zu validieren, wurde es um Modelle für die Antriebe, die Transporteinheit und die Kraftsensoren des Walzenprüfstands aus Bild 5.1 erweitert. Weiterhin diente das Ansteuerungsmodell des Walzenprüfstands für die Durchführung unterschiedlicher Reibungsmessungen auch für die Steuerung des Walzenprüfstandsmodells. Auf diese Weise konnten alle Experimente sowohl messtechnisch am Walzenprüfstand als auch in der Offline-Simulation am Prüfstandsmodell durchgeführt werden. Die Ergebnisse dienen für die im folgenden beschriebene Identifizierung der Modellparameter und die Validierung des 2,5D-V-Spalt-Modells.

### Identifizierung des Motormodells der Treibwalze

Für den Antrieb der Treibwalze wurde im Walzenprüfstand ein DC-Motor der Fa. *Faulhaber* eingesetzt. Der Gleichstrommotor sollte neben der Antriebsaufgabe auch für die Sensierung des Antriebsmoments über seine Strommessung eingesetzt werden. Aus diesem Grund wurde Wert auf eine genaue Identifizierung der Motorparameter

über einen großen Betriebsbereich gelegt. Nach Identifizierung des elektrischen Widerstands  $R_M$ , der Generator-Konstanten  $K_E$  samt ihrer Umrechnung in die Drehmoment-Konstante  $K_M$  und des Reibmoments über die Messung des Lehrlaufstroms bei verschiedenen Drehzahlen war die Parametrierung des DC-Motormodells abgeschlossen.

Zur Validierung des drehzahlgeregelten Motormodells wurden verschiedene Gewichte (100 g und 800 g) bei unterschiedlichen Soll-Drehzahlen über eine Seilwinde emporgehoben. Folgende Zeitplots (Bild 4-21) stellen den Vergleich zwischen dem realen und dem simulierten Experiment dar:



**Bild 4-21:** Validierung des drehzahlgeregelten Motormodells mittels Messung und Simulation eines Lasthubs

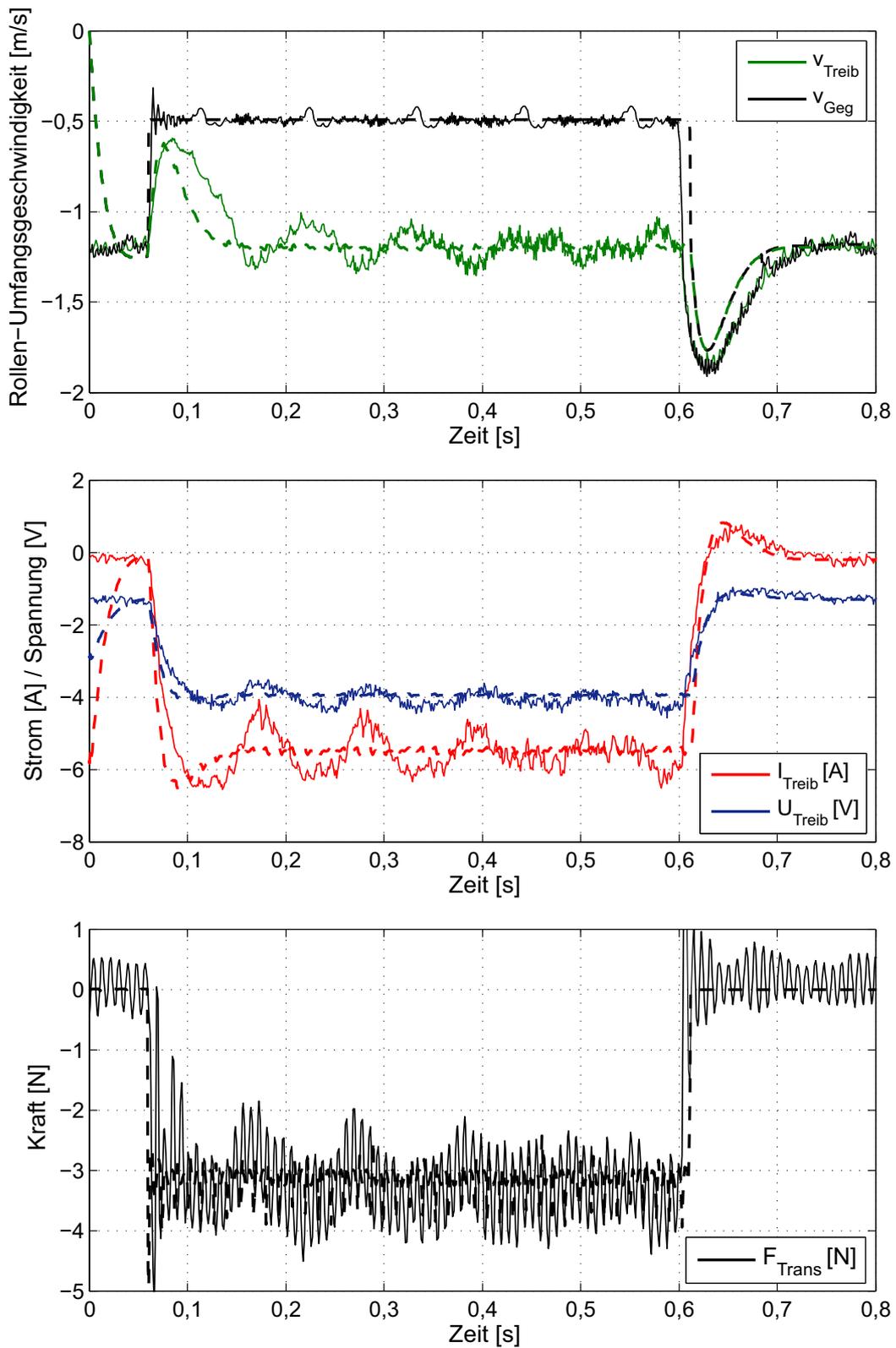
Dieser Auszug aus den Vergleichen des simulierter Hubexperiments zeigt, dass die Motorströme aus Simulation und Messung sehr genau übereinstimmen – selbst in dem Bereich, wo der Motorstrom  $I_{Mot}$  gegen die Begrenzung von 10 A läuft.

Diese Validierung des geregelten Motormodells bietet eine solide Grundlage für den Einsatz des Motors im Rollenprüfstand und im modifizierten Vereinzlungsmodul zur Ermittlung des Antriebsmoments aus der Strommessung.

### Validierungsergebnisse

In Bild 4-22 ist die Simulation einer Reibungsmessung am Rollenprüfstand (Bild 4-20) über den Messergebnissen aufgetragen. Der Prüfstand und das zugehörige Prüfstandsmodell wurden dabei von demselben Ansteuerungsmodell betrieben. Die durchgezogenen verrauschten Kurven gehören zur Prüfstandsmessung, während die gestrichelten glatteren Kurven die Simulationsergebnisse darstellen. Dieser Vergleich von Messung und Simulation dient zur Validierung des 2,5D-V-Spalt-Modells. Insbesondere liegt der Fokus auf der Überprüfung der Abbildungsgenauigkeit der Reibungskräfte zwischen den Noten und den Walzen.

Im Experiment wird eine Geldnote durch das Transportmodul mit einer konstanten Transportgeschwindigkeit von  $v_{Trans} = 0,5 \text{ m/s}$  in den V-Spalt geschoben. Dies wird



**Bild 4-22:** Vergleich der Prüfstandssimulation mit den Prüfstandsmessungen zur Validierung des 2D-V-Spalt-Modells

durch eine konstante Drehzahl  $n_{Trans}$  der Rollen des Transportmoduls realisiert. Diese Transportgeschwindigkeit bleibt aufgrund eines Getriebemotors mit hoher Untersetzung konstant und unbeeinflusst von den anderen Rollenantrieben. Die Gegenlaufwalze läuft frei mit und hat zunächst die Drehzahl der Treibwalze. Sobald die Geldnote in den V-Spalt tritt, übernimmt die freie Gegenlaufwalze die konstante Vorschubgeschwindigkeit der Geldnote ( $v_{Trans} = 0,5 \text{ m/s}$ ). Die Treibwalze wird durch einen im vorhergehenden Abschnitt beschriebenen PI-drehzahlgeregelten DC-Motor angetrieben und auf eine Soll-Umfangsgeschwindigkeit von  $v_{Treib} = 1,2 \text{ m/s}$  geregelt. Sobald die Geldnote in den V-Spalt eintritt, bricht ihre Drehzahl aufgrund der Reibung mit der langsameren Geldnote zunächst ein, erreicht nach  $0,1 \text{ s}$  aber wieder ihre Soll-Geschwindigkeit, indem sie auf der Geldnote durchdreht.

Der Vergleich zwischen dem Experiment am Rollenprüfstand und seiner Simulation zeigt sowohl im Geschwindigkeitsverlauf der Walzen als auch im Motorstrom eine gute Übereinstimmung. Lediglich die niederfrequenten Schwankungen der Messungen, die aus der Walzenunwucht resultieren, werden nicht wiedergegeben. Dieser Vergleich bestätigt, dass das 2,5D-V-Spalt-Modell auch im dynamischen Fall unter dem Eingriff mehrerer Walzen auf dasselbe Papiermodell richtige Ergebnisse liefert. Für die Messung der Reibungskraft zwischen der Treibwalze und der Geldnote stehen zwei redundante Größen zur Verfügung: die Messung der Transportkraft  $F_{Trans}$  über die horizontalen Kraftmessdosen und der Verlauf des Treibwalzen-Antriebsstroms  $I_{Treib}$ , der proportional zum Antriebsmoment ist. Beide simulierte Größen stimmen über die gesamte Simulationszeit mit der Messung überein. Das hochfrequente Rauschen der gemessenen Transportkraft zeigt die Eigenschwingung des Transportmoduls auf den elastischen horizontalen Kraftmessdosen. Diese Eigenfrequenz während des Noteneingriffs wird auch in der Simulation sichtbar.

Damit sind alle Modellbausteine für das Vereinzelnungsmodul identifiziert und anhand verschiedener Messungen validiert worden, so dass nach dem Zusammenbau des Vereinzelnungsmodells mit der modellbasierten Analyse des Vereinzelnungsvorgangs fortgeföhren wird.

### 4.3 Systemanalyse am 2D-Modell

Die modellbasierte Analyse des Vereinzelnungsvorgangs sorgte zunächst für ein besseres Verständnis der hier wirkenden physikalischen Zusammenhänge. Ein Teilziel der Analyse wurde durch die Aufgabenstellung vorgegeben und sollte die Möglichkeit untersuchen, den Rückhalteknamm aus der Konstruktion zu entfernen, ohne die Funktionssicherheit zu verringern. Eine wichtige Randbedingung bildet dabei die Forderung, den mechanischen Aufbau des Vereinzelnungsmoduls nicht zu verändern, um mögliche Erkenntnisse am Seriengerät überprüfen zu können.

Die Systemanalyse verfolgt demnach die Idee, die Funktion des Rückhaltekamms mit Hilfe der Abzugswalze zu realisieren. Die Analyse des Vereinzlungsvorgangs beginnt mit einer ersten Parameterstudie zur Untersuchung der Auswirkung der Schlitten-Andruckkraft gegen die Abzugswalze. Aufbauend auf diesen Ergebnissen, wird ein erstes Konzept zur Abzugswalzenregelung in einer weiteren Parameterstudie überprüft.

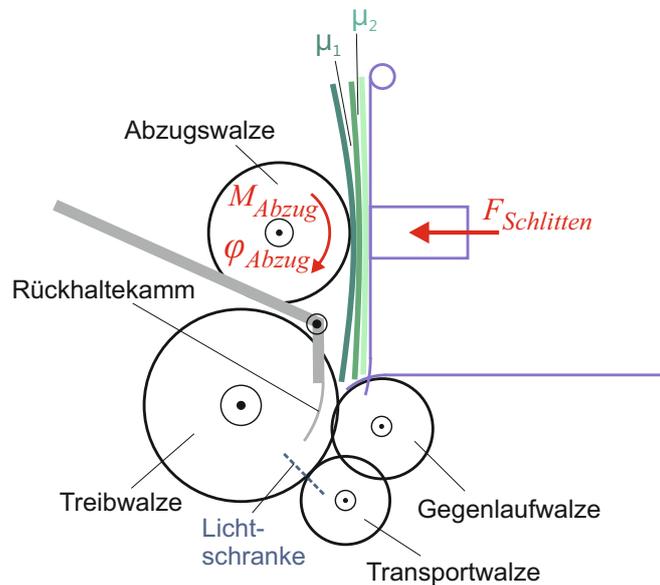
Beide Untersuchungen erfolgen anhand des zweidimensionalen Vereinzlermodells mit drei beteiligten Geldnoten. Die Drehzahlen aller Walzen werden kinematisch vorgegeben und berücksichtigen noch keine Antriebsdynamik.

### 4.3.1 Parameterstudie zur Vereinzlungsfunktion

Die folgende Parameterstudie soll die Fragestellung beantworten, wie sich die Schlittenkraft auf die Vereinzlung mit und ohne Rückhaltekeamm auswirkt. Weiterhin soll auch beantwortet werden, wie sich dabei variierende Reibungsfaktoren zwischen den Geldnoten auswirken. Für diese Untersuchung wird das 2D-MKS-Modell des Vereinzlungsmoduls mit drei Geldnoten verwendet (Bild 4-23). Die drei Geldnoten werden durch eine konstante Schlittenkraft  $F_{Schlitten}$  gegen die Abzugswalze gepresst. Die Treib- und die Transportwalze werden mit einer Umfangsgeschwindigkeit von  $1,2 \text{ m/s}$  angetrieben, was der tatsächlichen Transportgeschwindigkeit im betrachteten Bankautomaten entspricht. Diese Umfangsgeschwindigkeit wird auch der Abzugswalze kinematisch aufgeprägt, um eine Geldnote abzuziehen. Erreicht eine Geldnote die Transportwalze, wird die Abzugswalze schlagartig zum Stillstand gebracht, im Unterschied zum originalen System, bei dem die Abzugswalze zwar gebremst wird, jedoch ein vollständiges Anhalten nicht sichergestellt ist.

Tabelle 4-2 zeigt die Ergebnisse der Parameterstudie mit Variation der Schlittenandruckkraft  $F_{Schlitten}$ . Im realen System wird die Schlittenandruckkraft auf einen Wert von ca.  $F_{Schlitten} = 5 \text{ N}$  eingeregelt. Die Simulationen werden jeweils mit und ohne Aktivierung des Rückhaltekamms durchgeführt. Zusätzlich wird der Reibwert zwischen den Geldnoten variiert. Der größte angenommene Reibwert erreicht mit  $\mu = 0,5$  ca. 80 % des Reibwerts zwischen Geldnoten und Gegenlaufrollen, was ein extrem hoher Wert ist. Der übliche Reibfaktor zwischen normalen Geldnoten liegt im Bereich von  $\mu = 0,2$ .

Aus den Simulationen geht hervor, dass bei der Schlittenkraft von  $F_{Schlitten} = 5 \text{ N}$ , wie sie im originalen Vereinzlungsmodul realisiert ist, alle Scheine – sowohl mit als auch ohne Aktivierung des Rückhaltekamms – korrekt vereinzelt werden. Ebenso werden bei gleichen Reibwerten zwischen den Geldnoten ( $\mu_1 = \mu_2$ ) in keiner Modellkonfiguration Vereinzlungsfehler erzeugt. Der kritischste Zustand wird erreicht, wenn zwischen den ersten beiden Noten ein sehr hoher Reibungsfaktor vorliegt ( $\mu_1 = 0,5$ ), während zwischen den Noten 2 und 3 eine sehr niedrige Reibung existiert ( $\mu_2 = 0,1$ ).



**Bild 4-23:** Prinzipskizze zum 2D-MKS-Modell der Parameterstudie

Bei sehr niedrigen Schlittenandruckkräften kann hier nur der Rückhaltekeamm eine sicherere Vereinzelfunktion sicherstellen – wird er deaktiviert, reicht die Bremskraft der Abzugswalze nicht aus, um den Nachfolgeschein zurückzuhalten. Dadurch wird die Nachfolgenote nach dem Vereinzeln der angeforderten ersten Banknote mit in den V-Spalt gezogen, so dass ein Nachlauffehler entsteht.

Beim Erhöhen der Schlittenkraft wird ein Punkt erreicht, an dem der Schub der Abzugswalze und die Reibkraft zwischen den beiden ersten Noten so hoch wird, dass beide gleichzeitig in den V-Spalt zwischen die Treib- und die Gegenlaufrollen geschoben werden. In diesem Fall kann auch der Rückhaltekeamm nichts bewirken, da dieser erst angeedrückt wird, sobald die beiden Geldnoten die Transportrolle erreichen. Es entsteht sowohl mit als auch ohne Rückhaltekeamm ein Doppelabzug aufgrund der Notenüberlappung im V-Spalt.

Im Falle von Coulombscher Reibung zwischen den Geldnoten – also ohne Wirkung von Adhäsionskräften aufgrund von Verschmutzung oder Feuchtigkeit – kann die Funktion des Rückhaltekamms durch das Aufbringen einer ausreichend hohen Schlittenkraft und einer wirksamen Abzugswalzenbremse vollständig von der Abzugsrolle übernommen werden.

### 4.3.2 Abzugswalzenregelung zur Verschleißminderung

Das vollständige Abbremsen der Abzugsrolle, sobald die Geldnote die Transportwalze erreicht, ist Voraussetzung für eine sichere Geldnotenvereinzlung. Damit ist jedoch

**Tabelle 4-2:** Variation der Schlittenkraft

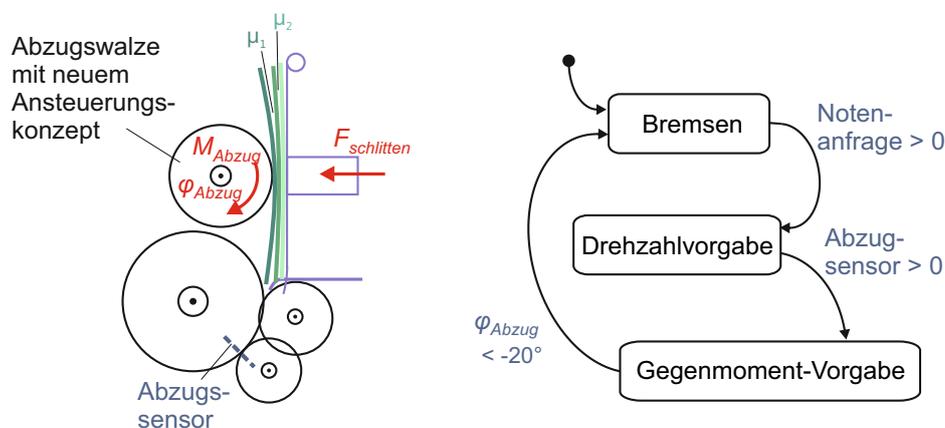
Annahmen		$F_{\text{Schlitten}}$				
		1 N	2 N	5 N (Original)	10 N	20 N
$\mu_1 = 0,5$	mit Rückhaltekeamm	✓	✓	✓	✓	✓
$\mu_2 = 0,5$	ohne Rückhaltekeamm	✓	✓	✓	✓	✓
$\mu_1 = 0,4$	mit Rückhaltekeamm	✓	✓	✓	✓	o
$\mu_2 = 0,1$	ohne Rückhaltekeamm	–	–	✓	✓	o
$\mu_1 = 0,5$	mit Rückhaltekeamm	✓	✓	✓	o	o
$\mu_2 = 0,1$	ohne Rückhaltekeamm	–	–	✓	o	o

✓: Vereinzlung erfolgreich

–: Doppelabzug durch Nachlaufen der Folgenote

o: Doppelabzug durch Notenüberlappung im V-Spalt

ein hoher Verschleiß verbunden, da die Geldnoten nach dem Greifen der Transportrolle über ihre gesamte verbleibende Länge an der stehenden Abzugswalze vorbeigeschleift werden müssen. Um diesen Verschleiß zu vermeiden, wurde folgendes Ansteuerungskonzept für einen neuen geregelten Abzugswalzenantrieb erarbeitet, das im Weiteren modellbasiert validiert wird (Bild 4-24).



**Bild 4-24:** Ablaufdiagramm des neuen Ansteuerungskonzepts für die Abzugswalze zur Verschleißminimierung

### Neues Ansteuerungskonzept für die Abzugswalze:

1. Sobald eine Geldnote angefordert wird, wird die Drehzahl der Abzugswalze auf die Umfangsgeschwindigkeit der Treibwalze beschleunigt.
2. Wird die vordere Geldnote von der Transportrolle gegriffen, so wird beim Abzugswalzenantrieb ein Gegenmoment eingeregelt, das eine Rückhaltekraft von

etwa 80 % der maximalen Reibung zwischen Abzugswalze und Geldnote erzeugt. Dadurch wird ein Schleifen der Walze entlang des transportierten Scheins vermieden.

3. Sobald die von der Transportrolle gezogene Geldnote den Kontakt mit der Abzugswalze verliert, gerät der darunter liegende Geldschein mit ihr in Kontakt und kann aus dem Eingriff des V-Spalts zurückgezogen werden.
4. Nachdem sich die Abzugswalze um ca. 20° zurückgedreht hat, wird sie angehalten, und der Zyklus kann von Neuem beginnen.

Für die Umsetzung dieses neuen Ansteuerungskonzepts genügt es nicht mehr, die Abzugswalze über die elektromagnetische Kupplung an den Hauptantriebsstrang anzukoppeln, sondern es wird ein separater, geregelter Antrieb benötigt. Um die Anforderungen für solch einen Antrieb zu analysieren und das Ansteuerungskonzept modellbasiert zu validieren, wird das bestehende 2D-MKS-Modell des Vereinzelungsmoduls um die in Bild 4-24 dargestellte Ablaufsteuerung erweitert. Als Aktor wird zunächst analog zu der Phase der „idealisierten Komposition“ ein idealer Momentensteller eingesetzt.

Tabelle 4-3 listet die Ergebnisse der Simulationen ohne Rückhaltekeamm und mit dem neuen Ansteuerungskonzept für die Abzugswalze auf. Im Bereich der großen Schlittenkräfte kann gegenüber den Ergebnissen aus Tabelle 4-2 keine Verbesserung der Vereinzelungsfunktion erzielt werden. Im Bereich von kleinen Schlittenkräften ( $F_{Schlitten} = 1 \dots 2 \text{ N}$ ) ergibt sich eine Verbesserung der Funktion: Auch ohne Rückhaltekeamm wird ein Nachlaufen der nachfolgenden Scheine verhindert. Der Verschleiß der Gegenlaufwalze wird jedoch in jedem Fall erheblich reduziert.

**Tabelle 4-3:** Geregelt Abzugswalze ohne Rückhaltekeamm

Annahmen	$F_{Schlitten}$					
	1 N	2 N	5 N (Original)	7 N	10 N	15 N
$\mu_1 = 0,5; \mu_2 = 0,5$	✓	✓✓	✓✓	✓	✓	✓
$\mu_1 = 0,4; \mu_2 = 0,1$	✓✓	✓✓	✓✓	✓✓	✓	✓
$\mu_1 = 0,5; \mu_2 = 0,1$	✓	✓	✓	✓	o	o

- ✓ : Vereinzelung erfolgreich
- ✓✓ : Vereinzelung erfolgreich & Nachfolger wird zurückgezogen
- : Doppelabzug durch Nachlauffehler
- o : Doppelabzug durch Notenüberlappung im V-Spalt

Zusätzlich zu der Erhöhung der Funktionssicherheit und zur Verschleißverminderung kann bei der Schlittenkraft von  $F_{Schlitten} = 5 \text{ N}$  der nachfolgende Schein nach erfolgter Vereinzelung vollständig aus dem Eingriff des V-Spalts zurückgezogen werden (in

Tabelle 4-3 durch  $\checkmark\checkmark$  dargestellt). Dadurch wird verhindert, dass zwischen zwei Abzugsvorgängen die Vorderkante der Nachfolgenote im V-Spalt verbleibt und so unnötig abgenutzt wird. Ganz besonders erschwert wird der Vereinzelungsvorgang, wenn eine große Reibwertdifferenz zwischen zwei benachbarten Noten besteht. Und so wird bei der Reibwertannahme von  $\mu_1 = 0,5$ ;  $\mu_2 = 0,1$  die zweite Note so weit in den V-Spalt hineingezogen, dass am Ende des Vereinzelungsvorgangs die Reibkraft zwischen dieser Note und der Abzugswalze nicht mehr ausreicht, um sie aus dem V-Spalt zurückzuziehen (in Tabelle 4-3 durch  $\checkmark$  dargestellt) – die Vereinzelungsfunktion wird aber selbst für diesen unrealistisch hohen Reibwertunterschied bis zu einer Schlittenkraft von  $F_{Schlitten} \leq 7N$  korrekt ausgeführt.

### 4.3.3 Schlussfolgerung

Die modellgestützte Analyse des Geldnotenvereinzelers hat gezeigt, dass bereits der Einsatz einer geregelten Abzugswalze positive Auswirkungen auf die Funktion des Systems hat. Diese Lösung wird nun im weiteren Verlauf der Arbeit modellbasiert ausgelegt.

Herrschen zwischen den Geldnoten jedoch zusätzlich zu den Coulombschen Reibkräften auch normalkraftunabhängige Adhäsionskräfte, wie sie z. B. bei verschmutzten Geldnoten oder feuchten Polymernoten auftreten, so sind diese mit dem bisherigen Konzept häufig nicht vereinzelbar. In diesem Fall müssten größere Vereinzelungskräfte in die Noten eingebracht werden, was durch eine stärkere Verschränkung der Rollen im V-Spalt möglich ist. Die Verengung des V-Spalts ist jedoch mit erhöhten Beanspruchungen der Maschine und der Geldnoten verbunden. Zudem ist die Auswirkung einer größeren Rollenverschränkung von der Steifigkeit der Geldnoten abhängig.

Folglich wird nach der Auslegung der Abzugswalzenregelung eine Regelstrategie für eine automatische V-Spalt-Verstellung entwickelt. Im Zusammenspiel mit der Abzugswalzenregelung werden die Reibkräfte zwischen den Banknoten zunächst geschätzt, um anhand dieser Information den V-Spalt selbstständig an die vorliegenden Geldnoten anzupassen.

Zur modellbasierten Entwicklung und Auslegung der Regelstrategien für die Abzugswalze und die V-Spalt-Verstellung ist das 2D-MKS-Modell des Vereinzelungsmoduls jedoch nicht geeignet, da zum Einen die Simulationszeiten mit ca. zehn Minuten pro Vereinzelungsvorgang inpraktikabel sind und zum Anderen nur acht Geldnoten simuliert werden können, was für den Entwurf einer adaptiven Regelstrategie ungeeignet ist.

## 4.4 1D-Ersatzmodell des geregelten Vereinzlungsvorgangs

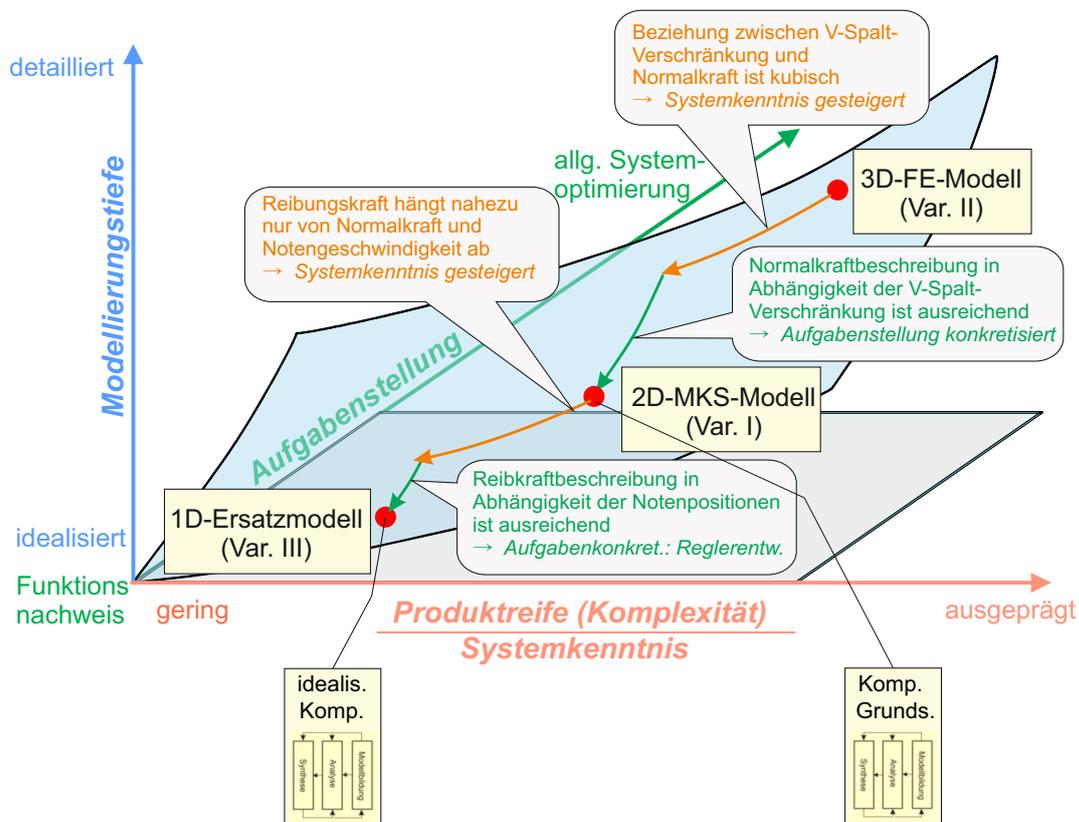
Die Simulation des Vereinzlungsvorgangs beim CMD-V4 erfolgte bisher mit Hilfe des in *RecurDyn* unter Nutzung der MTT2D-Toolbox aufgebauten 2D-MKS-Modells. Die Antriebsmotoren und die Regler wurden in *Matlab-Simulink* modelliert und als Co-Simulation mit dem *RecurDyn*-Modell verkoppelt. Für die Analyse des Vereinzlungsvorgangs hat sich dieses Modell als sehr geeignet erwiesen und eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen geliefert. Die Nachteile dieses MKS-Modells sind jedoch die lange Simulationsdauer und die auf ca. acht Geldnoten begrenzte Leistungsfähigkeit des Modells. Insbesondere für die Entwicklung und die Auslegung einer adaptiven V-Spalt-Regelung ist es jedoch unumgänglich, sehr viele (einige Dutzend) Vereinzlungen in vertretbarer Zeit simulieren zu können. Aus diesen Gründen wird ein sehr stark vereinfachtes – unter Umständen empirisch aufgebautes – Ersatzmodell benötigt, das die für die Regelung des V-Spalts relevanten Größen hinreichend genau wiedergibt und dennoch wenig Simulationszeit benötigt.

### 4.4.1 Definition der Modellierungstiefe für das Ersatzmodell

Der Aufbau des erforderlichen, stark vereinfachten Ersatzmodells für das Vereinzlungsmodule ist nun möglich, da die modellbasierte Analyse des mechanischen Grundsystems (s. Abschnitt 4.3) die Systemkenntnis erhöht hat. Auf der anderen Seite soll nun mit Hilfe des gewünschten Ersatzmodells das Zusammenspiel von V-Spalt-Verstellung und Abzugswalzenregelung untersucht werden, was eine klar eingegrenzte Aufgabe darstellt. In Bild 4-25 werden die drei Simulationsmodelle des Vereinzlungsmoduls entsprechend ihrer Modellierungstiefe eingeordnet. Die beiden Übergänge hin zu geringeren Modellierungstiefen beim 2D-MKS-Modell und beim 1D-Ersatzmodell können aufgrund wachsender Systemkenntnis (horizontale Achse) und durch die Aufgabenkonkretisierung (Achse normal zur Blattebene) vollzogen werden.

Für die gewünschte Verringerung der Modellierungstiefe beim Aufbau eines abstrakteren Ersatzmodells kann die hinzugewonnene Systemkenntnis aus der Streckenanalyse mit Hilfe des 2D-MKS-Modells genutzt werden. Folgende Annahmen zur Vereinfachung des Vereinzlungsmoduls sollen beim Modellaufbau berücksichtigt werden:

- Die Reibkraftübertragung auf die Geldnoten hängt ausschließlich von den lokalen Walzennormalkräften, der Relativgeschwindigkeit zwischen Geldnoten und Rollen und vom Reibwert ab.
- Die 3D-Geldnotenverformung im V-Spalt kann vernachlässigt werden, sofern eine Kennlinie hinterlegt wird, welche die Normalkraft in Abhängigkeit der Geldnotensteifigkeit und der Rollenverschränkung abbildet.
- Die Reibkräfte zwischen Leitelementen und Geldnoten sind im Vergleich zu den Rollen-Reibkräften vernachlässigbar.



**Bild 4-25:** Einordnung der benötigten Modelle des Vereinzelnmoduls aus Sicht der Einflussfaktoren der Modellierungstiefe (s. auch Bild 2-5 auf Seite 29)

- Die Geldnotenverformung tangential zu den Rollenoberflächen hat keinen merklichen Einfluss auf den Geldnotenvorschub – letzterer wird nur durch die Reibungskräfte verursacht
- Zur Betrachtung des Vereinzelnvorgangs genügt es, die letzten drei Geldnoten in der Geldkassette zu betrachten – der restliche Geldnotenstapel wird durch die Abzugswalze nicht beeinflusst.

Weitere Modellvereinfachungen können dadurch durchgeführt werden, dass die Aufgabenstellung, die mit Hilfe des Modells bearbeitet werden soll, eingeschränkt und konkretisiert wird:

- Das benötigte Ersatzmodell soll nur die Geldnotenposition in Abhängigkeit von den Rollendrehzahlen, der Kassetten-Andruckkraft und der V-Spalt-Verschränkung berechnen.
- Durch Leitbleche verursachte Fehler, wie Schiefzüge und Papierstaus, können vernachlässigt werden, da nur die Auswirkungen der Rollendrehzahlen betrachtet werden sollen.

- Folglich können die Geldnotenverformung und die Leitelemente vernachlässigt werden, da für den Reglerentwurf nur der Geldnotenvorschub relevant ist.
- Dadurch genügt es, die Kontakte zwischen den Geldnoten nur dort abzubilden, wo sie durch die Rollen aneinander gepresst werden.

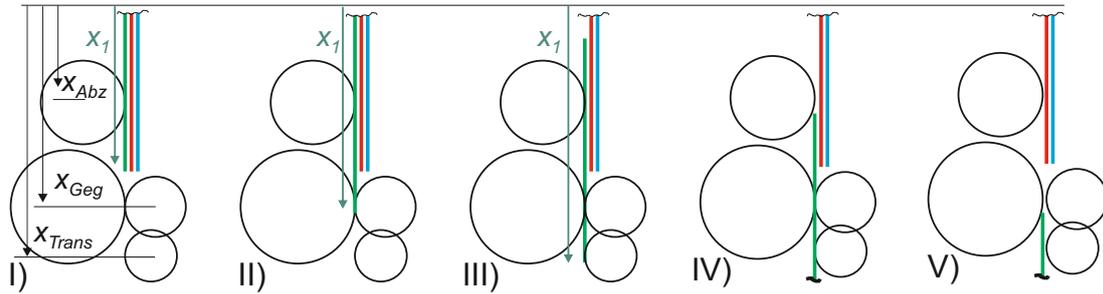
Ausgehend von diesen möglichen Modellvereinfachungen, wurde ein Modellierungskonzept für das Ersatzmodell des Vereinzlungsmoduls entworfen, das sich in drei Punkten grundsätzlich von dem 2D-MKS-Modell unterscheidet:

- (i) Jede Geldnote besteht aus nur einem Starrkörper und kann im Gegensatz zum MTT2D-Modell nicht verformt werden. Aus diesem Grund sind die Walzen alle in einer Flucht angeordnet, weshalb es sich um ein 1D-Modell handelt.
- (ii) Die Normalkräfte zwischen Geldnoten und Rollen werden nicht als Kontakte modelliert, sondern mit Hilfe eines Zustandsautomaten in Abhängigkeit der Geldnotenpositionen zu- und abgeschaltet.
- (iii) Es werden insgesamt nur drei Geldnoten modelliert. Sobald die erste Geldnote das Abzugsmodul verlässt, wird sie auf die Position der dritten Geldnote gesetzt. Auf diese Weise werden mit nur 3 Geldnoten beliebig viele Vereinzlungen möglich.

#### 4.4.2 Vereinfachte Kontaktmodellierung mittels Zustandsautomat

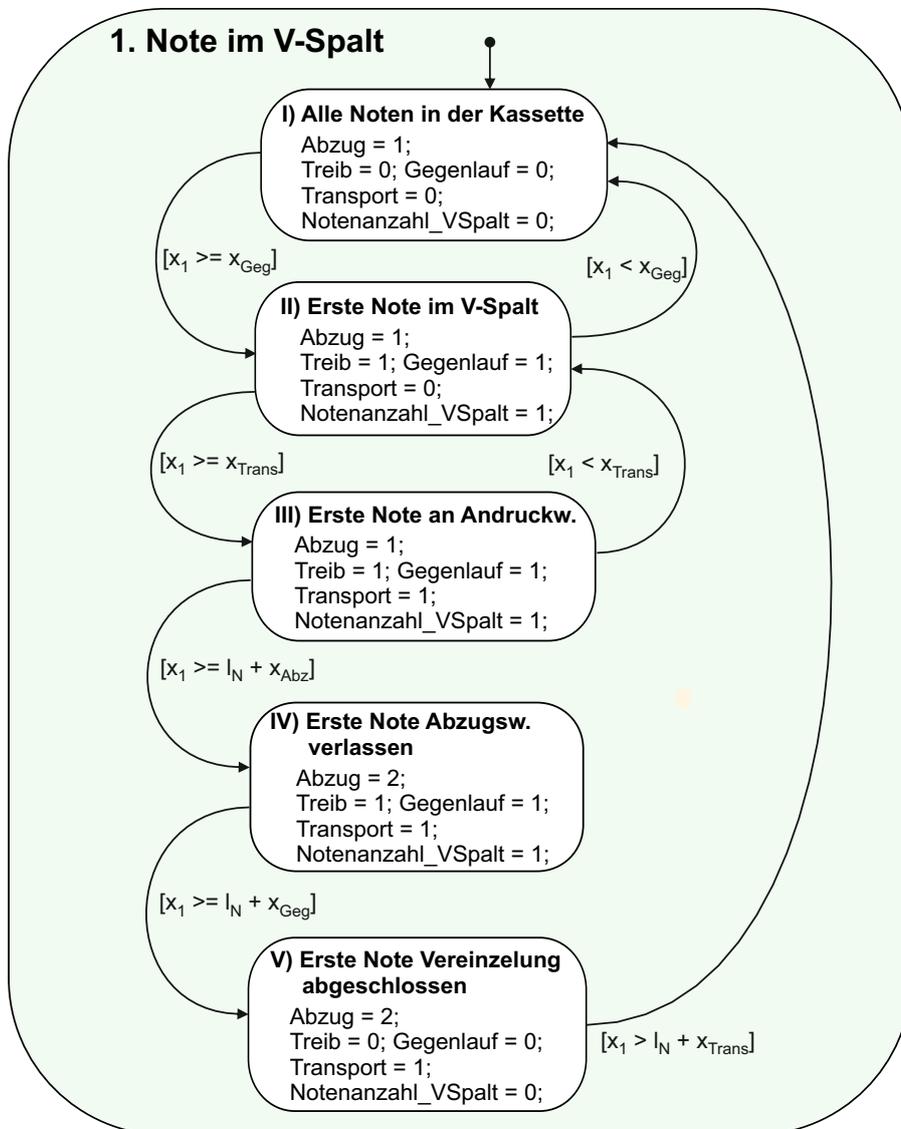
Die Kontakte der Geldnoten mit den Walzen des Vereinzlungsmoduls werden durch einen Zustandsautomat in Abhängigkeit von der Position der Geldnoten aktiviert. Dabei werden zunächst für den Fall, dass sich nur die erste Note bewegt ( $x_1$ ), fünf Kontaktfälle der ersten Note mit den vier Walzen unterschieden (Bild 4-26). Das zugehörige Zustandsdiagramm ist in Bild 4-27 abgebildet und definiert für jeden der Fälle einen Zustand. Jeder Zustand definiert, mit welcher Geldnote die einzelnen Walzen in Kontakt stehen: z. B. „Treib=0“ bedeutet, dass die Treibwalze mit keiner Note in Kontakt steht, „Treib=1“, dass sie mit Note 1 und „Treib=2“, dass sie mit Note 2 in Kontakt steht. Die Parameter  $x_{Geg}$  und  $x_{Abzug}$  definieren den Abstand der Gegenlaufwalze und der Abzugswalze vom Inertialsystem,  $l_N$  definiert die Länge der Note in Transportrichtung. In Abhängigkeit von der aktuellen Position der ersten Note ( $x_1$ ) werden die einzelnen Zustände nacheinander durchlaufen. Sobald die Hinterkante der ersten Note den V-Spalt verlassen hat ( $x_1 \geq l_N + x_{Geg}$ ), gilt die Vereinzlung als abgeschlossen und es beginnt wieder der Fall, dass alle drei Noten in der Kassette sind. Auf diese Weise können beliebig viele Abzüge simuliert werden, ohne dass die Notenkassette leer wird.

Würden nun auch die übrigen beiden Noten in die Fallunterscheidung mit einbezogen, so würde die Anzahl der Fallunterscheidungen sehr unübersichtlich und fehleranfällig.

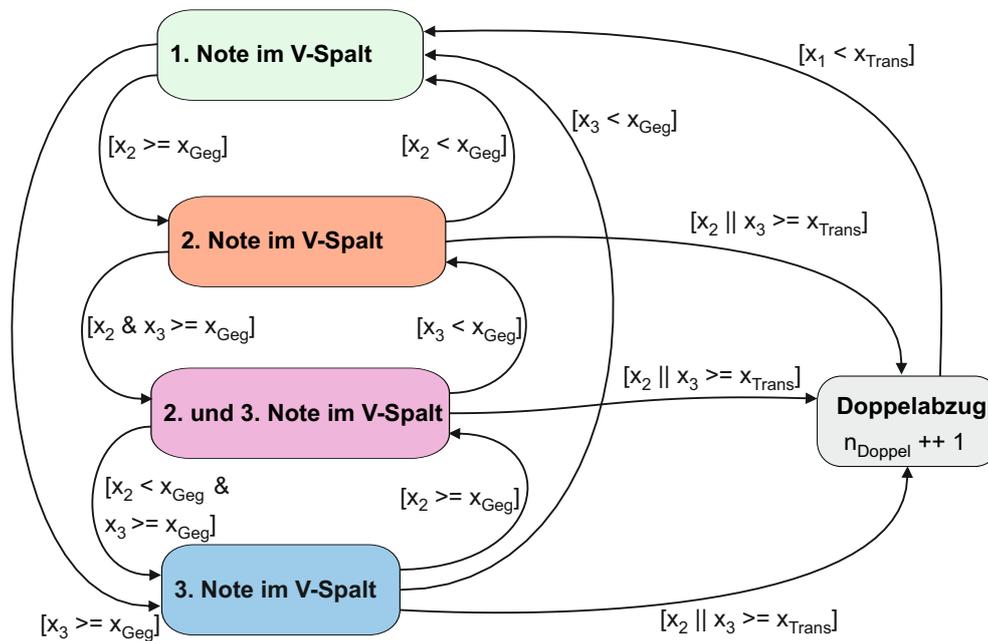


**Bild 4-26:** Fallunterscheidungen bei der ersten Geldnote des Stapels:

- I) Note in der Kassettenrinne; II) Note im V-Spalt; III) Note an Transportwalze; IV) Note verlässt Abzugswalze; V) Vereinzeltung abgeschlossen



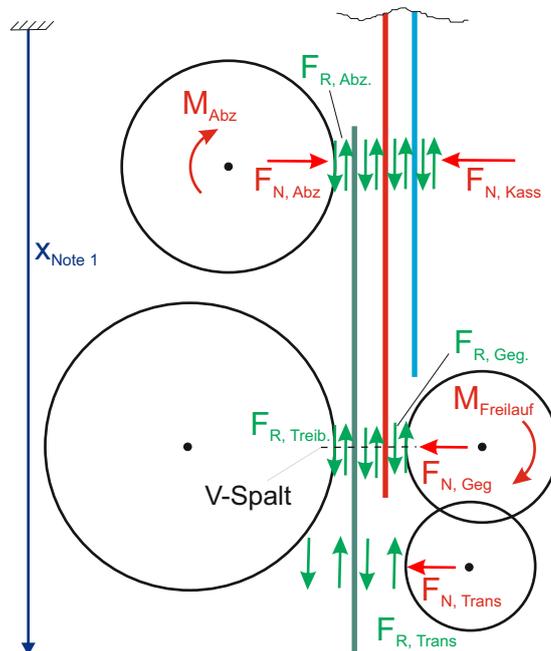
**Bild 4-27:** Zustandsdiagramm zur Aufschaltung der Normalkräfte für die erste Geldnote



**Bild 4-28:** Oberste Ebene des Zustandsdiagramms zur Aufschaltung der Normalkräfte unter Berücksichtigung des zweiten und des dritten Scheins

Daher wurde die Fallunterscheidung hierarchisch aufgebaut (Bild 4-28). Der erste Zustand „1. Note im V-Spalt“ beinhaltet als Subsystem das Zustandsdiagramm aus Bild 4-27. Der zweite Zustand „2. Note im V-Spalt“ berücksichtigt den Fall, dass sich die zweite Geldnote im V-Spalt befindet, d. h. in Kontakt mit der Gegenlaufwalze steht. Dieser Zustand beinhaltet somit wieder das Zustandsdiagramm aus Bild 4-27 als Subsystem, mit dem Unterschied, dass dort die Gegenlaufwalze für alle Zustände mit der zweiten Geldnote in Kontakt steht. In gleicher Weise verhält es sich auch mit den übrigen Zuständen – sie alle beinhalten eine Zustandsmaschine als Subsystem, welche die Position der ersten Geldnote berücksichtigt. Rutscht die zweite oder die dritte Geldnote bis zur Transportwalze, so können sie nicht mehr von der ersten getrennt werden, und der Zustand „Doppelabzug“ wird aktiviert und der Zähler für Doppelabzüge  $n_{Doppel}$  um 1 erhöht.

**Aufprägung der Normalkräfte:** In Abhängigkeit der bestehenden Kontakte zwischen den Noten und den Walzen werden Normalkräfte an den Kontaktstellen aufgebracht. Bild 4-29 definiert den Freischnitt dieser Kontaktkräfte. In Abhängigkeit von den Normalkräften und den Geschwindigkeiten der Noten werden anschließend die Reibungskräfte berechnet.



**Bild 4-29:** Freischnitt der Reibkräfte zwischen den Rollen und den einzelnen Geldnoten

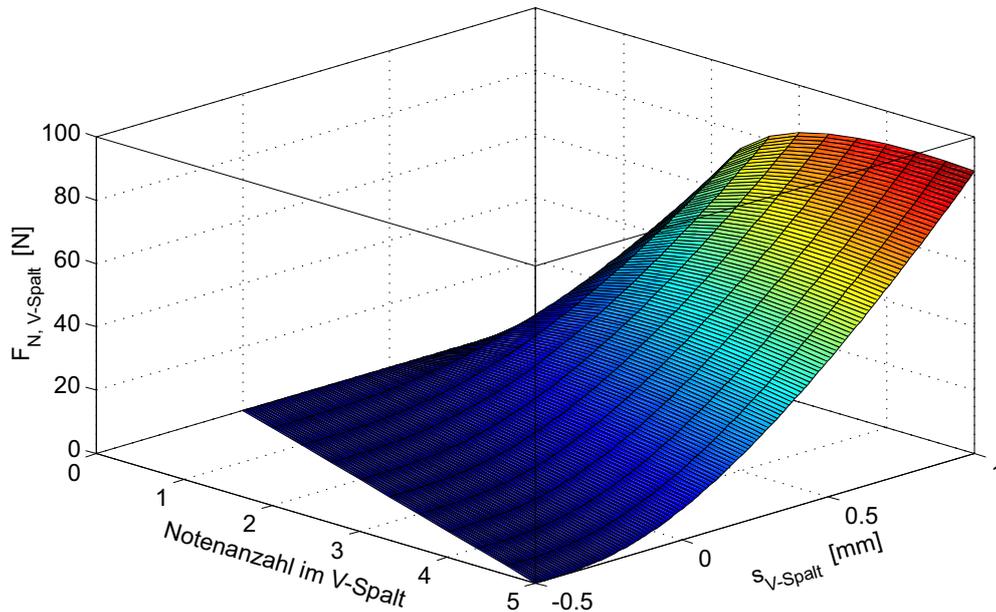
Die Normalkräfte zwischen Geldnoten und Abzugswalze bzw. Geldnoten und Transportwalze werden als konstant angenommen und als Parameter definiert. Die Standardeinstellungen lauten:

$$\begin{aligned} F_{N, Kass} &= F_{N, Abzug} = 8 \text{ N} \\ F_{N, Trans} &= 10 \text{ N}. \end{aligned} \quad (4-14)$$

Die Normalkraft im V-Spalt hängt von mehreren Faktoren ab, unter anderem auch von der Geldnotensteifigkeit, der Geldnotenanzahl im V-Spalt sowie der Rollenverschränkung im V-Spalt, und wird im nächsten Abschnitt beschrieben.

#### 4.4.3 V-Spalt-Abbildung

Die Normalkraft im V-Spalt entsteht durch die wellenförmige Verformung der Geldnote zwischen den miteinander verschränkten Rollen der Treib- und der Gegenlaufwalzen. Gleichzeitig haben die Messungen gezeigt, dass die Elastizitäten der Kunststoffrollen und die Durchbiegungen der Stahlwellen ebenfalls nicht zu vernachlässigen sind. Hinzu kommt, dass die Verschränkung der Rollen im V-Spalt aktiv verstellt werden soll, so dass ein Steifigkeitskennfeld der Normalkraft in Abhängigkeit von der Rollenverschränkung und der Notenanzahl im V-Spalt benötigt wird. Dieses Kennfeld



**Bild 4-30:** Normalkraftkennfeld im V-Spalt in Abhängigkeit von der Notenzahl und der Rollenverschränkung

kann wahlweise mit Hilfe eines statischen FEM-Modells des V-Spalts (s. Abschnitt 4.1) ermittelt oder empirisch aus Prüfstandsmessungen erstellt werden.

Zudem soll dieses Kennfeld von den Elastizitäten der Walzen abhängig sein. Dazu wird aus dem abgespeicherten nichtlinearen Steifigkeitskennfeld der betrachteten Geldnote im V-Spalt, den linearen Steifigkeiten der beiden Wellen (Gegenlaufwelle und Treibwelle) und der beiden nichtlinearen Steifigkeitskennlinien der V-Spalt-Rollen eine Serienschaltung berechnet (s. Abschnitt 5.3). Diese Serienschaltung wird vor jeder Simulation numerisch berechnet und als Kennfeld abgespeichert (Bild 4-30).

Als Parameter gehen in die Ermittlung des Steifigkeitskennfelds folgende Parameter ein:

$c_{W, Treib} = 288 \frac{N}{mm}$	Steifigkeit der Treibwelle	
$c_{W, Geg} = 319 \frac{N}{mm}$	Steifigkeit der Gegenlaufwelle	
$c_{R, Treib} = 335150 \frac{N}{mm^3}$	Steifigkeit der Treibrollen (kubisch)	
$c_{R, Geg} = 50270 \frac{N}{mm^3}$	Steifigkeit der Gegenlaufrollen (kubisch)	
$c_{Note} = 200 \frac{N}{mm^3}$	Steifigkeit der Note (kubisch)	(4-15)

Durch den Aufbau des Steifigkeitskennfeldes aus den Einzelsteifigkeiten der Wellen, der Rollen und der Geldnote kann durch eine einfache Parametereingabe der Einfluss verschiedener Geldnotensteifigkeiten oder beispielsweise der Einfluss von dünneren Stahlwellen untersucht werden.

#### 4.4.4 Abbildung der Reibungskräfte

In Bild 4-29 ist der Freischnitt der modellierten Kontaktkräfte zwischen den Rollen und den einzelnen Geldnoten dargestellt. Die Position der jeweiligen Notenvorderkante ist durch die Koordinate  $x_{Note}$  definiert. Die Normalkräfte dienen als Grundlage für die Berechnung der Reibungskräfte. Dabei wird unterschieden zwischen den Reibungskräften zwischen Rollen und Geldnoten, die als Coulombsche Reibung mit einem schlupfabhängigen Reibungsfaktor modelliert wird, und der Reibung zwischen den Geldnoten, die zusätzlich eine Adhäsionskraft enthält, um Klebeeffekte zu berücksichtigen.

##### Reibung zwischen Rollen und Papier:

Für die Coulombsche Reibungskraft gilt:

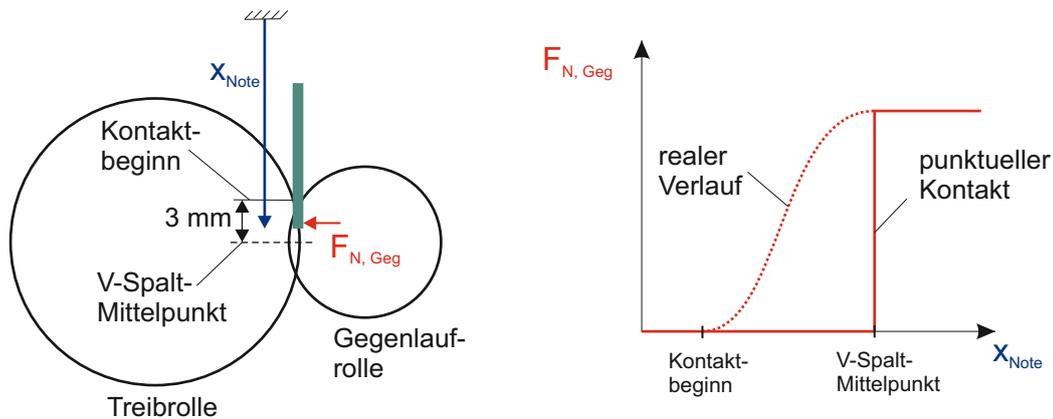
$$F_R = \mu(v_{rel}) \cdot F_N. \quad (4-16)$$

Dabei steht  $v_{rel}$  für die Relativgeschwindigkeit zwischen der Rollenoberfläche und der anliegenden Geldnote.  $F_N$  beschreibt die Normalkraft zwischen den Rollen und der Geldnote. Der geschwindigkeitsabhängige Reibungsfaktor zwischen den Rollen und den Geldnoten wird aus den Reibungsmessungen identifiziert und als Spline abgebildet (Bild 4-14 auf Seite 69).

##### Reibung vor dem V-Spalt:

Die Normal- und damit die Reibungskräfte der Rollen werden durch die Zustandsmaschine aktiviert und belasten die Geldnote deshalb schlagartig und punktuell. Das bedeutet, dass bei zwei Geldnoten im V-Spalt die dritte Note zunächst widerstandslos mit der Vorderkante in den V-Spalt gleiten kann. Erst wenn die dritte Note den Mittelpunkt des V-Spalts erreicht, wird der Kontakt zur Gegenlaufwalze aktiviert und die Note gestoppt. Gleichzeitig verliert die zweite Geldnote den Kontakt mit der Gegenlaufwalze, da sie nun von der dritten Note abgedeckt wird. Ohne die Bremskraft der Gegenlaufwalze kann die zweite Note nun nicht mehr zurückgehalten werden und wird von der ersten Note mitgezogen.

In der Realität wirkt die Reibungskraft jedoch nicht nur punktuell auf eine einzige Note. Aufgrund der Rollenverschränkung und der Größe der Rollen beginnt der Rollenkontakt mit der Geldnote nicht erst im Mittelpunkt des V-Spalts, sondern allmählich einige mm davor (Bild 4-31, rechts). Bei einer Rollenverschränkung von  $s_{V-Spalt} =$



**Bild 4-31:** Kontaktbreite der V-Spalt-Rollen bei einer Rollenverschränkung von  $s_{V-Spalt} = 0,5$  mm und schematischer Normalkraftverlauf

0,5 mm würde eine Geldnote bereits ca. 3 mm vor dem V-Spalt-Mittelpunkt beide Rollen berühren, wenn man die Geldnotendicke ebenfalls berücksichtigt (Bild 4-31, links). Die Normalkraft steigt in der Realität kontinuierlich vom ersten Kontakt der Note mit den Rollenoberflächen und erreicht den Maximalwert, sobald die Note im V-Spalt-Mittelpunkt ankommt. Noch wichtiger ist dabei, dass mehrere dicht hintereinanderliegende Notenvorderkanten gleichzeitig eine Rückhaltekraft durch die Gegenlaufwalze erfahren. Dies wird durch die punktuelle Einleitung der Kontaktkraft mit Hilfe der Zustandsmaschine vernachlässigt.

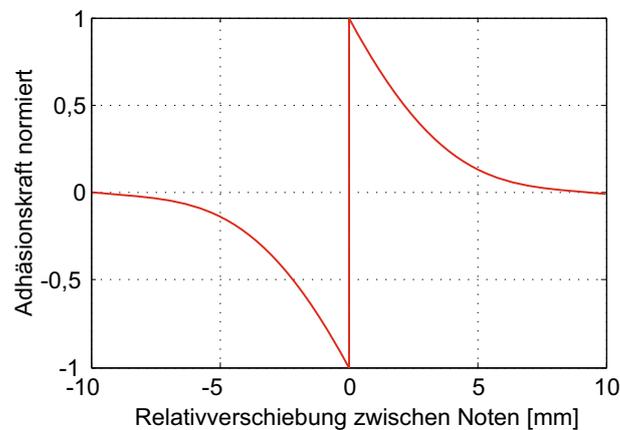
Um diesen Effekt abzubilden, wurde in der Definition der Reibungskraft zwischen der Gegenlaufrolle und den Geldnoten bei der zweiten und der dritten Geldnote 3 mm vor Erreichen der Gegenlaufwalze eine Normalkraft aufgeprägt:

$$\begin{aligned}
 F_{R,Geg} &= 0, & \text{für } x_{Note} < x_{Geg} - 3 \text{ mm} \\
 F_{R,Geg} &= \frac{1}{3} \cdot F_{N,Geg} \cdot \mu(v_{rel}), & \text{für } x_{Note} \geq x_{Geg} - 3 \text{ mm} \\
 F_{R,Geg} &= F_{N,Geg} \cdot \mu(v_{rel}), & \text{für } x_{Note} \geq x_{Geg}
 \end{aligned} \tag{4-17}$$

Die Größe dieser aufgeprägten Normalkraft ist abhängig von der regulären Normalkraft, die im V-Spalt bei einer Geldnote entsteht ( $F_{N,Geg}$ ). Der Faktor  $1/3$ , mit dem diese Normalkraft skaliert wird, ist anhand von Messungen am Geldautomaten identifiziert worden.

### Adhäsionskraft zwischen den Geldnoten:

Um neben der Coulombschen Reibung auch normalkraftunabhängige Haftkräfte zwischen den Geldnoten abzubilden, wie sie z. B. bei feuchten Polymernoten aufgrund von Adhäsion oder Verunreinigungen auftreten können, wird jeweils zwischen zwei benachbarten Geldnoten eine nichtlineare Feder modelliert. Der Verlauf dieser nichtlinearen Federkennlinie ist in Bild 4-32 in einer Einheitsnormierung abgebildet und



**Bild 4-32:** Empirisch ermittelte Kennlinie der Adhäsionskraft zwischen den Geldnoten

wird für die Simulation mit einem einstellbaren Parameterwert für die Adhäsionskraft multipliziert.

Bis zu einer Relativverschiebung von  $x_{Note,rel} = 0,01$  mm steigt die Adhäsionskraft linear bis auf den Maximalwert an (dies ist in der Abbildung aufgrund der Achsenkalibrierung nicht erkennbar). Werden die Geldnoten weiter verschoben, fällt die Adhäsionskraft bis zu einer Verschiebung von 10 mm degressiv ab. Diese Feder-Kennlinie wurde empirisch aus der Vermessung der statischen Adhäsionskraft zwischen feuchten Polymernoten ermittelt (Bild 5-10 auf Seite 111).

Die Adhäsionskraft und der Reibungsfaktor zwischen den Noten können im Modell auch jeweils als Vektor eingegeben werden, um zwischen den einzelnen Noten jeweils unterschiedliche Kräfte abzubilden und mit Streuungen zu überlagern. Dies ist wichtig für die spätere Auslegung und Validierung der adaptiven V-Spalt-Regelung.



## 5 Messtechnische Modellvalidierung

Begleitend zu der Phase der Modellbildung wurden zwei Walzen-Prüfstände zur Identifizierung und Validierung der Vereinzlermodelle aufgebaut. Der erste Prüfstands-aufbau wurde absichtlich sehr einfach gehalten und lieferte mit seinen Messergebnissen die Basis für die Untermauerung der Simulationsergebnisse. Aufgrund der aufwändigen manuellen Vorbereitung und Justierung des Prüfstands vor jeder Messreihe, zusammen mit der aufwändigen Aufbereitung der Messergebnisse, eignete sich dieser Prüfstand jedoch nicht für eine routinemäßige Vermessung von Transport- und Vereinzlungswalzen. Deswegen wurde ein zweiter Prüfstand entwickelt und aufgebaut, der für Walzen unterschiedlicher Abmessungen mehrere vordefinierte Messreihen automatisch durchführen und seine Messergebnisse passend aufbereiten kann. Eine spezielle Benutzerführung ermöglicht zudem eine schnelle und sichere Vermessung der Walzen ohne langwierige Einweisung des Personals.

Nach der Darstellung des ersten Prüfstands-aufbaus werden die wichtigsten Messergebnisse präsentiert und erläutert. Anschließend wird das Konzept des zweiten, automatisierten Prüfstands vorgestellt. In der Diskussion der Messergebnisse werden die Begriffe Walzen, Rollen und Wellen in folgender Weise verwendet:

**Wellen:** Die Stahlwellen der Abzugsmoduls sind an zwei Stellen gelagert und tragen die Rollen

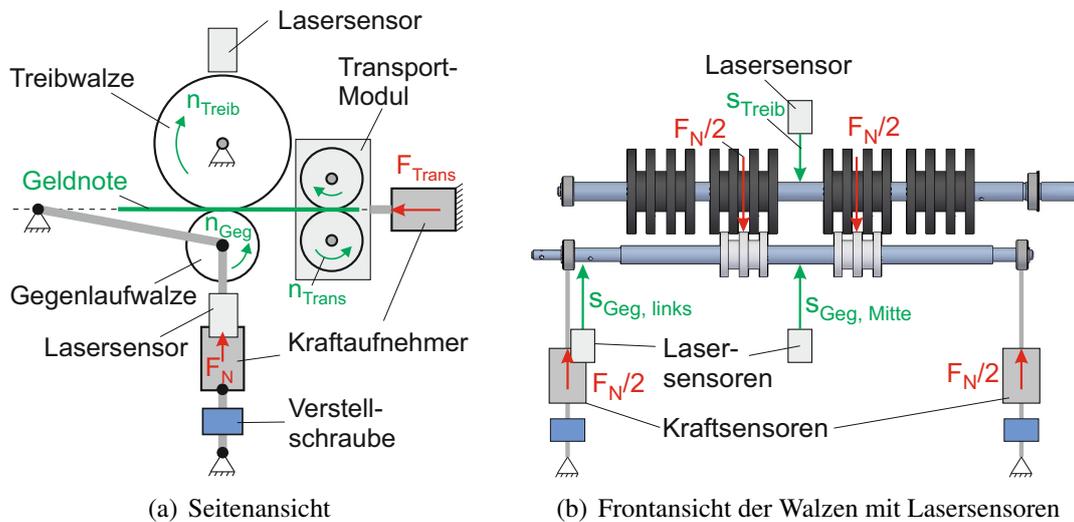
**Rollen:** Die Rollen bestehen aus elastischem Kunststoff und übertragen Reibungskräfte auf die Noten

**Walzen:** Die Gesamtheit aus Welle und den Kunststoffrollen wird als Walze bezeichnet.

### 5.1 Aufbau eines manuellen Walzenprüfstands

Zur Untersuchung des V-Spalts, bestehend aus Treib- und Gegenlaufwalze, wurde ein Prüfstand aufgebaut, der die Rollen-Normalkräfte, die Reibungskräfte zwischen Walzen und Geldnoten sowie die Reibungskräfte zwischen zwei Geldnoten im V-Spalt messen soll. Zusatzeffekte, wie z. B. der Widerstand beim Eintritt der Geldnote in den V-Spalt, der u. U. zum Knittern führen könnte, sollen ebenfalls untersucht werden können.

Die Prinzipskizze des Prüfstands mit den zu vermessenden Treib- und Gegenlaufwalzen aus einem Serien-Bankautomaten ist in Bild 5-1 dargestellt. Zur Messung der Normalkräfte ist die Gegenlaufwalze auf Lenkern reibungsarm gelagert, um mit Hilfe



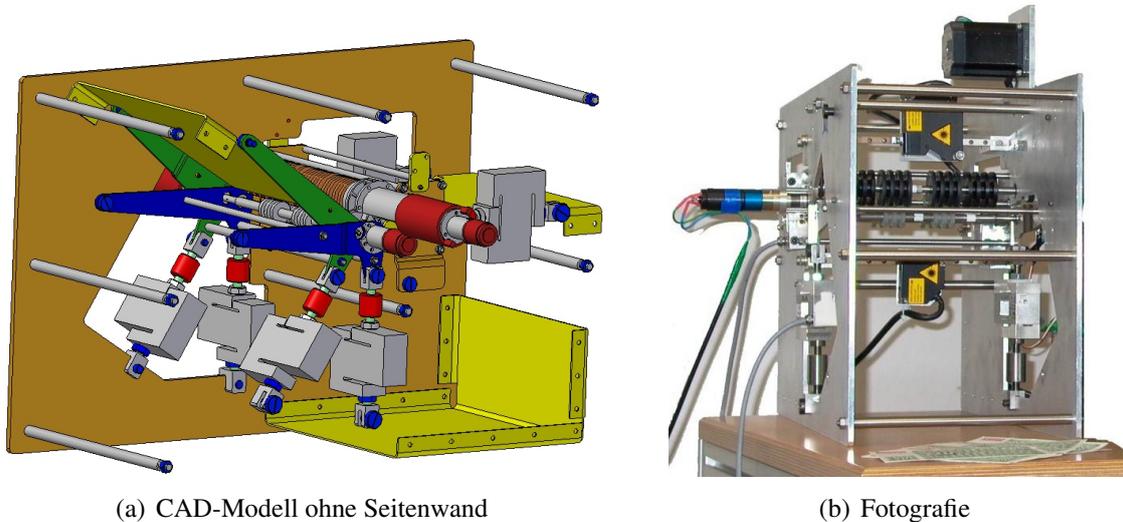
**Bild 5-1:** Prinzipskizze des Rollenprüfstands zur Vermessung der Kontakteigenschaften zwischen Walzen und Geldnoten

von DMS-Kraftaufnehmern die Normalkräfte während des Papiertransports zu messen (Bild 5-1(a)). Der Drehpunkt des Lenkers fluchtet dabei mit der Tangente zum Rollenkontakt – auf diese Weise erzeugt die Gegenlaufwalze, auch wenn sie gebremst oder angetrieben wird, kein Drehmoment um den Lenker-Lagerpunkt und verfälscht so nicht die Normalkraftmessung.

Zur genauen Messung des Achsabstands im V-Spalt wird die Position der verstellbaren Gegenlaufwalze in der Nähe des linken Wellenlagers mit Hilfe eines Lasersensors gemessen, der nach dem Triangulierungsprinzip eine Auflösung von ca.  $10\ \mu\text{m}$  bietet.

Angetrieben werden die Treib- und die Gegenlaufwalze jeweils direkt mittels eines drehzahlgeregelten Gleichstrommotors. Auf diese Weise kann nach der genauen Vermessung der Motorkonstante das Drehmoment direkt aus dem Motorstrom berechnet werden. Der Achsabstand zwischen der Treib- und der Gegenlaufwalze wird unterhalb der Kraftmessdosen mittels einer Verstellerschraube mit Feingewinde verstellt.

Die Geldnoten werden durch ein Transportmodul mit definierter Geschwindigkeit den Prüfwalzen zugeführt. Damit die Geldnotengeschwindigkeit während des Messvorgangs trotz der Reibungskräfte im V-Spalt konstant bleibt, wird die Anpresskraft zwischen den Transportwalzen sehr hoch eingestellt und ihr Antrieb über eine hoch untergesetzte Getriebe realisiert. Das gesamte Transportmodul wird in Transportrichtung der Geldnoten (horizontal) von zwei DMS-Kraftmessdosen gehalten, dass so die Zugkräfte, die durch den Antrieb der Treib- und der Gegenlaufwalzen auf die Geldnoten aufgebracht werden, gemessen werden können. Bild 5-2 zeigt das CAD-Modell des manuellen Walzenprüfstands.



(a) CAD-Modell ohne Seitenwand

(b) Fotografie

**Bild 5-2:** Manueller Walzenprüfstand zur Vermessung der Treib- und Gegenlaufwalze des V-Spalts

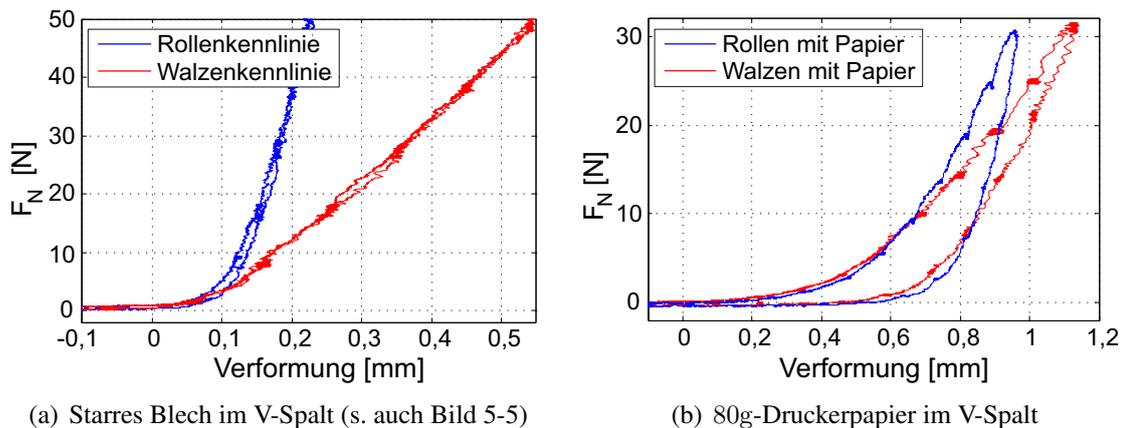
In den folgenden Abschnitten werden einige Messaufgaben, die mit Hilfe des manuellen Walzenprüfstands durchgeführt wurden, erläutert und die Messergebnisse vorgestellt.

## 5.2 Messung der Walzensteifigkeit im V-Spalt

Die wichtigste physikalische Größe für die Geldnotenvereinzelung im V-Spalt stellt die Reibung zwischen den Geldnoten und den Rollen dar. Nur durch diese Reibung können Trennkräfte auf zwei aneinander haftende Banknoten aufgebracht werden. Die Reibkräfte sind wiederum über den Coulombschen Reibungsfaktor direkt von den Normalkräften im V-Spalt abhängig. Deswegen wurde als Erstes eine Steifigkeitsmessung am Walzenprüfstand durchgeführt, mit dem Ziel, diese Normalkraft in Abhängigkeit von der Walzenverschränkung zu bestimmen. Im zweiten Schritt sollen möglichst alle Elastizitäten, aus denen sich die Gesamtsteifigkeit im V-Spalt zusammensetzt, quantitativ bestimmt werden.

Die Normalkraft im V-Spalt wird durch fünf in Serie geschaltete Elastizitäten erzeugt: Durchbiegung der beiden Stahlwellen, Abplattung der beiden Rollengruppen und die wellenförmige Durchbiegung der im V-Spalt befindlichen Geldnote. Um die Einflüsse der Geldnotenelastizität auf die Messergebnisse auszuschließen, wurde zunächst ein als starr anzunehmendes Stahlblech zwischen die beiden Walzen des V-Spalts gelegt (Bild 5-5) und beim Verringern und anschließenden Vergrößern des Achsabstandes die Walzensteifigkeitskennlinie über die Messung der Normalkraft (Kraftmessdosen) und des Achsabstands (Laser-Sensoren) aufgenommen.

Die Messung des Achsabstands erfolgt an zwei Stellen: Zwischen den Walzenlagerstellen erfolgt sie über die Lasermessung der Gegenlaufwalze auf der linken Seite ( $s_{Geg,links}$ ). Die obere Treibwalze ist fest im Gehäuse gelagert und braucht nicht gemessen zu werden. Die Auftragung der Normalkraft über dem Weg ergibt die Steifigkeitskennlinie der V-Spalt Walzen, ohne Geldnotenverformung (Bild 5-3(a), Walzenkennlinie).



**Bild 5-3:** Messung der statischen Steifigkeitskennlinien im V-Spalt

Die Messung des Wellenabstands in der Wellenmitte ergibt sich aus der Differenz der Lasermessungen  $s_{Geg,Mitte}$  und  $s_{Treib}$ . Die Auftragung der Normalkraft über dem Wellenabstand in der Wellenmitte ergibt die Steifigkeitskennlinie der beiden Rollengruppen ohne Wellendurchbiegung (Bild 5-3(a), Rollenkennlinie). Deutlich ist bereits zu erkennen, dass die nichtlineare Steifigkeitskennlinie nicht einfach durch eine Gerade abgebildet werden kann, da dies vor allem bei einem System mit aktiv verstellbarem V-Spalt zu sehr großen Fehlern führen würde.

Im dritten Schritt wurden beide Messungen mit einer „Geldnote“ aus 80 g-Druckerpapier statt der Metallplatte im V-Spalt wiederholt. Die Auftragung der beiden Steifigkeitskennlinien mit und ohne Einfluss der Wellendurchbiegungen zeigt eine deutliche Hysterese (Bild 5-3(b)). Dieser Hysterese-Effekt bei der Messung der statischen Steifigkeitskennlinie mit Druckerpapier im V-Spalt entsteht zum Einen durch die plastische Verformung des Druckerpapiers. Die bleibende plastische Verformung konnte nach jeder erfolgten Messung deutlich beobachtet werden. Der zweite Grund liegt in der Haftreibung zwischen Geldnoten und Walzen, die jedoch eine deutlich geringere Auswirkung aufweist, wie durch dynamische Normalkraftmessungen mit drehenden Walzen nachgewiesen wurde.

## 5.3 Analytische Auswertung der Steifigkeitsmessung im V-Spalt

Die gemessenen Steifigkeitskennlinien erlauben zwar eine Abbildung der Normalkraft im V-Spalt in Abhängigkeit von der Walzenverschränkung, liefern zunächst jedoch keine Informationen über die Einzelsteifigkeiten der Geldnoten, Rollen und Wellen. Somit müsste für jede Geldnote eine separate Kennlinie aufgenommen und für das Modell zur Verfügung gestellt werden.

In diesem Abschnitt wird die mathematische Berechnung der für die Modellierung benötigten Steifigkeiten der Einzelkomponenten des V-Spalts erläutert und anhand der Prüfstandsmessungen validiert. Ziel ist es, einen mathematischen Zusammenhang dafür zu finden, wie sich geometrische Änderungen von Wellenlängen, Wellendurchmesser, Rollenbreiten, Rollenabstände und Rollenanzahlen auf die Gesamtsteifigkeitskennlinie des V-Spalts auswirken.

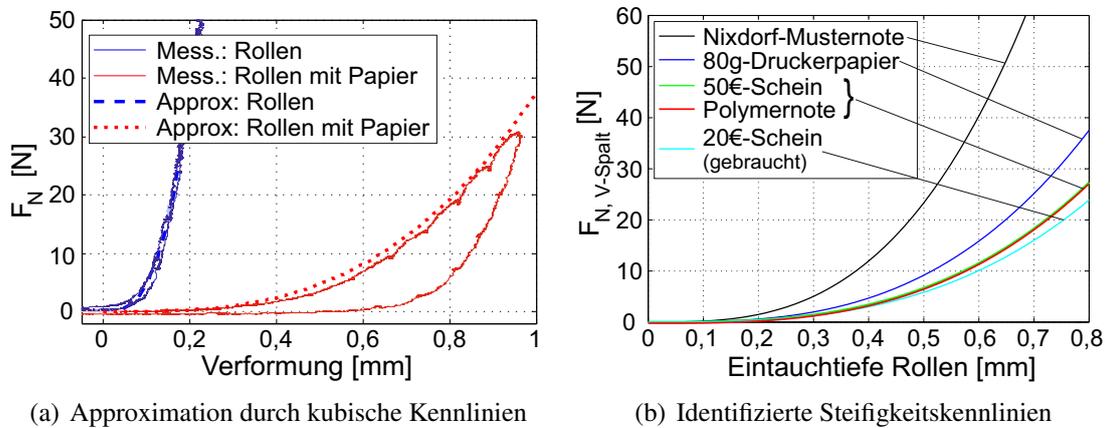
Zuerst erfolgt die rechnerische Trennung der Geldnotensteifigkeit von der Rollensteifigkeit im V-Spalt. Anschließend werden die Wellen-Biegelinien unter dem Einfluss der Rollenkräfte berechnet und der Gesamtsteifigkeit des V-Spalts per Serienschaltung hinzugerechnet, wobei in beiden Fällen erschwerend hinzukommt, dass es sich um nichtlineare Steifigkeitskennlinien handelt.

Die so ermittelten mathematischen Zusammenhänge können neben der Verwendung im Modell auch zur Walzen-Auslegung im V-Spalt und generell im Geldnotentransport genutzt werden. Die in diesem Abschnitt erläuterte mathematische Grundlage wird in der automatisierten Identifizierung der Rollensteifigkeiten im automatisierten Walzenprüfstand genutzt (s. Abschnitt 5.6).

### 5.3.1 Trennung der Geldnoten- und der Rollensteifigkeiten

Um die effektive Steifigkeitskennlinie des im V-Spalt befindlichen Druckerpapiers zu ermitteln, approximiert man zunächst die gemessenen Kennlinien für die Rollensteifigkeit (Bild 5-4(a): „Mess.: Rollen“) und die gemessene resultierende Steifigkeitskennlinie aus Rollen- und Druckerpapier-Verformung (Bild 5-4(a): „Mess.: Rollen mit Papier“) jeweils durch kubische Kennlinien (Bild 5-4(a): „Approx: Rollen“ bzw. „Approx: Rollen mit Papier“). Auch die Messungen mit anderen Medien im V-Spalt (z. B. Euro-Noten, Wincor-Nixdorf-Testnoten und Polymernoten) folgen sehr genau einer kubischen Kennlinie.

Die resultierende Steifigkeitskennlinie der Rollen und der Notenverformung besteht physikalisch aus der Serienschaltung der beiden nichtlinearen Steifigkeitskennlinien. Somit kann die Druckerpapier-Kennlinie durch Anwendung der Formel für die Serienschaltung zweier kubischer Federn aus der resultierenden Kennlinie extrahiert werden (Gleichung 4-9 auf Seite 68). Dadurch ergibt sich auch für die Steifigkeitskennlinie des



**Bild 5-4:** Resultierende Steifigkeitskennlinien verschiedener Noten im V-Spalt

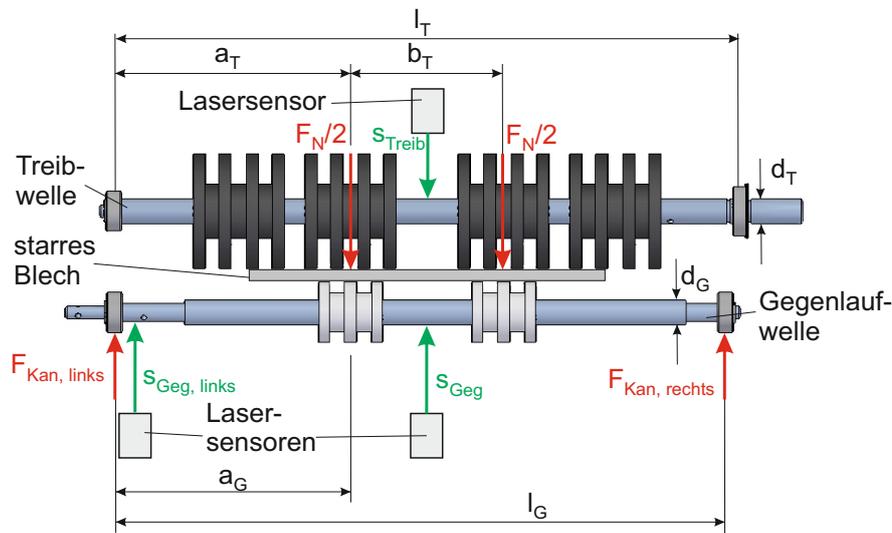
Druckerpapiers im V-Spalt eine kubische Kennlinie. Bild 5-4(b) zeigt einige so ermittelte Kennlinien für das 80 g-Druckerpapier, zwei Euro-Noten, eine Polymernote und eine Testnote für Bankautomaten. Diese Messungen lassen erkennen, dass bezüglich der Steifigkeit handelsübliches Druckerpapier wesentlich näher an echte Geldnoten heranreicht als die hier untersuchte Testnote für Bankautomaten.

### 5.3.2 Trennung der Rollen- und Wellensteifigkeiten

Ebenso wie bei der Extraktion der Rollen- und Notensteifigkeitskennlinien aus der Messung der resultierenden Kennlinie soll nun auch die Rollen-Steifigkeitskennlinie aus der Messung der Walzensteifigkeit ermittelt werden. Hier kommt erschwerend hinzu, dass die gemessene Walzensteifigkeit (Bild 5-6(a): „Mess.: Walzen“) sich aus einer Serienschaltung einer linearen Wellen- und einer kubischen Rollen-Steifigkeit zusammensetzt.

Um den Einfluss der Durchbiegung der Stahlwellen auf die bisher betrachteten Steifigkeitskennlinien zu berechnen, berechnet man zunächst die Biegelinie der Treibwalze – unter der vereinfachenden Annahme von zwei gleichen Normalkräften  $F_N/2$ , die jeweils in der Mitte der beiden Rollengruppen mit Kontakt zur Gegenlaufwalze stehen (Bild 5-5). Die Wellenlänge, der Wellendurchmesser und die Positionen der beiden Normalkräfte gehen dabei als Parameter in die Berechnung der Biegelinie ein. Für jede Welle wird, ausgehend von ihrer Biegelinie (Gleichung 4-3 auf Seite 66), ein Steifigkeitsparameter berechnet, der die Durchbiegung der Welle in der Wellenmitte ( $w_{Treib}$ ) in Abhängigkeit von der Gesamtnormalkraft ( $F_N$ ) angibt (vgl. Gleichung 4-4 auf Seite 66):

$$c_{Treib} = \frac{3}{16} \cdot \frac{E \cdot \pi \cdot l_T \cdot d_T^4}{a_T \cdot (a_T \cdot l_T + b_T \cdot l_T - b_T^2) \cdot (2 \cdot a_T + b_T)}. \quad (5-1)$$



**Bild 5-5:** Vermessung der Walzensteifigkeit

Ebenso werden die Biegelinie der Gegenlaufwalze berechnet und beide Wellensteifigkeiten über eine lineare Serienschaltung kombiniert. Die aus beiden Biegelinien resultierende Wellen-Federsteifigkeit lässt sich analytisch aus den geometrischen Abmessungen der beiden Wellen angeben:

$$c_W = \frac{\frac{3}{16} \cdot E \cdot \pi}{\frac{a_G \cdot (2a_G + b_T) \cdot (-b_T^2 + a_G \cdot l_G + b_T \cdot l_G)}{d_G^4 \cdot l_G} + \frac{a_T \cdot (2a_T + b_T) \cdot (-b_T^2 + l_T \cdot b_T + a_T \cdot l_T)}{d_T^4 \cdot l_T}} \quad (5-2)$$

Die lineare Federsteifigkeit, die sich aus der Durchbiegung der Wellen zusammensetzt, soll nun mit der kubischen Steifigkeitskennlinie der Rollen über eine Serienschaltung kombiniert werden.

$$\begin{aligned} F_N &= c_W \cdot w_W && \text{(lineare Wellenbiegesteifigkeit)} \\ F_N &= \frac{1}{n_R} \cdot c_R \cdot w_R^{n_R} && \text{hier: } n_R = 3 \text{ (kubische Rollenkenlinie)} \\ F_N &= \frac{1}{n_{RW}} \cdot c_{RW} \cdot (w_W + w_R)^{n_{RW}} \\ &= \frac{1}{n_{RW}} \cdot c_{RW} \cdot w_{WR}^{n_{RW}} && \text{(Serienschaltung Wellen \& Rollen)} \end{aligned} \quad (5-3)$$

Da es sich jedoch um die Serienschaltung einer linearen mit einer kubischen Kennlinie handelt, gilt die Beziehung für eine Serienschaltung linearer Federn nicht:

$$c_{ges} = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}} \quad [\text{HMS88, S. 88}] \quad (5-4)$$

Durch Zusammenfassung der Nichtlinearitäten aus Gleichung 5-3 in den Funktionen  $K_i$

$$K_R = \frac{1}{n_R} \cdot c_R \cdot w_R^{n_R-1} \quad (5-5)$$

$$K_{RW} = \frac{1}{n_{RW}} \cdot c_{RW} \cdot w_{RW}^{n_{RW}-1} \quad (5-6)$$

lassen sich die Steifigkeitskennlinien nun doch in die Gleichung für die Serienschaltung aus Gleichung 5-4 einsetzen. Für die gesuchte Federsteifigkeit  $c_{RW}$  der nichtlinearen Gesamtsteifigkeitskennlinie ergibt sich folgender Ausdruck:

$$\begin{aligned} K_{RW} &= \frac{1}{\frac{1}{c_W} + \frac{1}{K_R}} \\ K_{RW} &= \frac{c_W \cdot c_R \cdot w_R^{n_R-1}}{c_R \cdot w_R^{n_R-1} + c_W \cdot n_R} \\ c_{RW} &= \frac{n_{RW} \cdot c_W \cdot c_R \cdot w_R^{n_R-1}}{(w_R + w_W)^{n_{RW}-1} \cdot (c_R \cdot w_R^{n_R-1} + c_W \cdot n_R)}. \end{aligned} \quad (5-7)$$

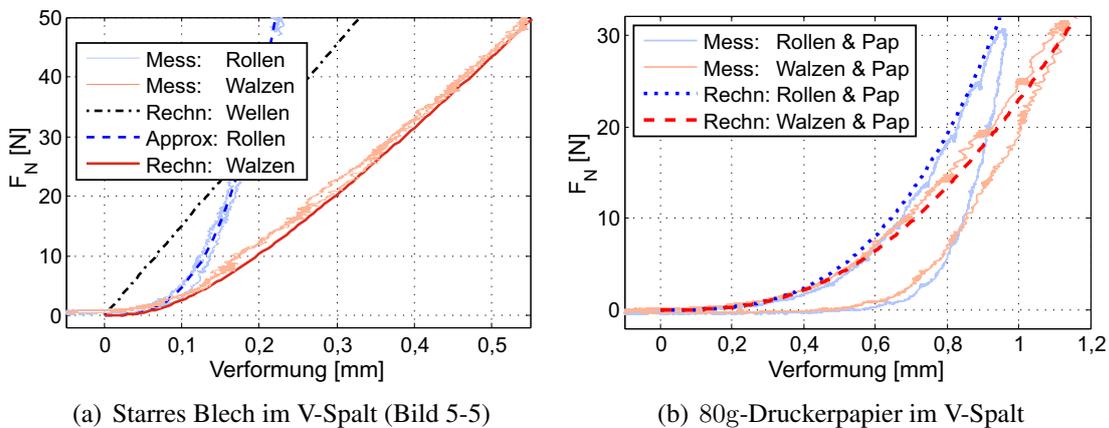
Der Ausdruck für den Exponenten  $n_{RW}$  der Gesamtsteifigkeitskennlinie lässt sich aus der Definition der Gesamtsteifigkeitskennlinie in Gleichung 5-3 angeben:

$$n_{RW} = \frac{c_{RW}}{c_W \cdot w_W} \cdot (w_R + w_W)^{n_{RW}} \quad (5-8)$$

Leider existiert hier kein Exponent  $n_{RW}$ , für den die resultierende Federsteifigkeit konstant wird:  $c_{RW}$ . Sie bleibt immer abhängig von den Verformungen der Wellen und Rollen ( $w_W$  und  $w_R$ ). Daher wird eine Näherungslösung gesucht, für welche die Steifigkeit  $c_{RW}$  und der Steifigkeitsexponent  $n_{RW}$  der Serienschaltung konstant sind und die resultierende Steifigkeitskennlinie dennoch mit der exakten Lösung so gut wie möglich übereinstimmt. Dazu werden für eine gewünschte Normalkraft  $F_N$ , die sich im Betrieb einstellen soll, aus den Gleichungen 5-3 die Wellendurchbiegung  $w_W$  und die Rollenverformung  $w_R$  berechnet und in die Ausdrücke für  $c_{RW}$  und  $n_{RW}$  als konstante Werte eingesetzt.

Die gesuchte resultierende Walzensteifigkeit  $c_{RW}$  lässt sich so direkt berechnen, während der gesuchte Exponent  $n_{RW}$  nicht analytisch gefunden werden kann, sondern numerisch aus der impliziten Gleichung 5-8 berechnet werden muss.

Bild 5-6(a) belegt, dass diese Näherungslösung für die Serienschaltung der linearen Wellensteifigkeit mit der kubischen Rollensteifigkeit sehr gut mit der Messung übereinstimmt. Gemessen wurden hier die nichtlineare Rollen-Steifigkeitskennlinie („Mess:



**Bild 5-6:** Vergleich der berechneten Serienschaltung von Wellen- und Rollenverformung mit den gemessenen Kennlinien im V-Spalt

Rollen“) und die nichtlineare Gesamt-Steifigkeitskennlinie aus Welle und Rollen („Mess: Walzen“). Die durch eine kubische Kennlinie approximierten Rollen-Steifigkeitskennlinie („Approx: Rollen“) wird mit der nach Gleichung 5-1 berechneten Wellensteifigkeit („Rechn: Wellen“) nach der vorgestellten Methode näherungsweise in Serie geschaltet („Rechn: Walzen“). Diese berechnete Walzen-Kennlinie stimmt sehr gut mit der zugehörigen Messung überein.

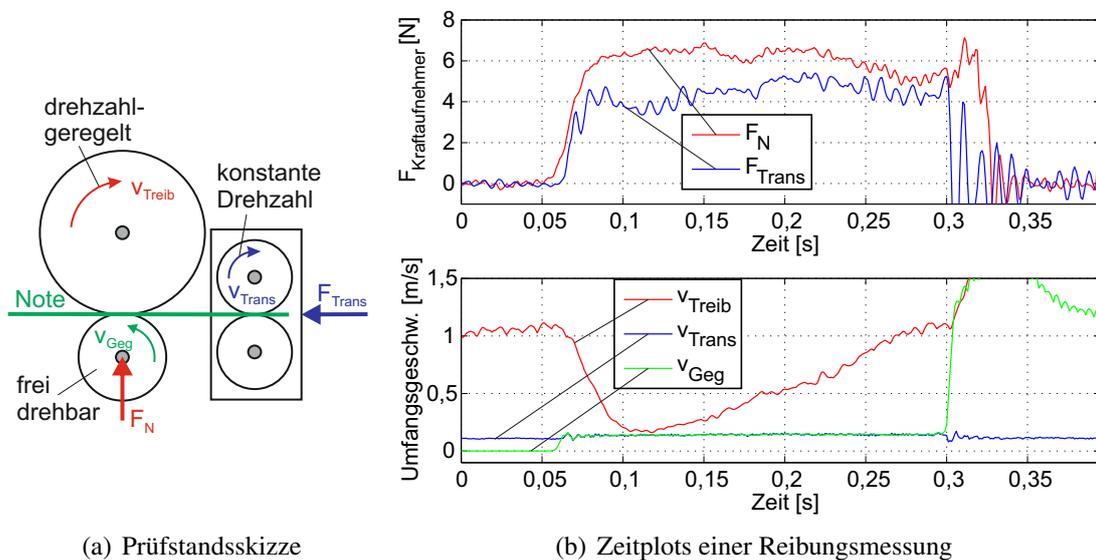
Im zweiten Schritt lässt sich diese berechnete Kennlinie mit der kubischen Kennlinie der Geldnotensteifigkeit im V-Spalt kombinieren (Gleichung 4-9). Bild 5-6(b) zeigt die berechneten Steifigkeitskennlinien der einzelnen in Serie geschalteten Elastizitäten des V-Spalts [JLTJ07]. Beide berechnete Kennlinien stimmen sehr gut mit den gemessenen Kurven überein.

Der Vorteil dieser mathematischen Kombination der einzelnen nichtlinearen Elastizitäten des V-Spalts liegt darin, dass die Geldnoten- und die Rollensteifigkeit nur einmal gemessen werden müssen. Änderungen in den Längen und den Durchmessern der Stahlwellen sowie die Verschiebung der Rollenpositionen (Bild 5-5) können nun sofort ohne weitere Messung der Kennlinien ganz genau berechnet und für die Parametrierung der Modelle verwendet werden. Das liefert ein nützliches Hilfsmittel zur Dimensionierung der Transportwalzen in zukünftigen Entwicklungen.

Diese Berechnungen fließen auch in die automatisierte Identifizierung der Rollensteifigkeiten am automatisierten Rollenprüfstand ein. Sie werden dort jedoch noch um die Möglichkeit von mehr als zwei Rollengruppen erweitert (s. Abschnitt 5.6.2).

## 5.4 Reibungsmessungen zwischen Rollen und Noten

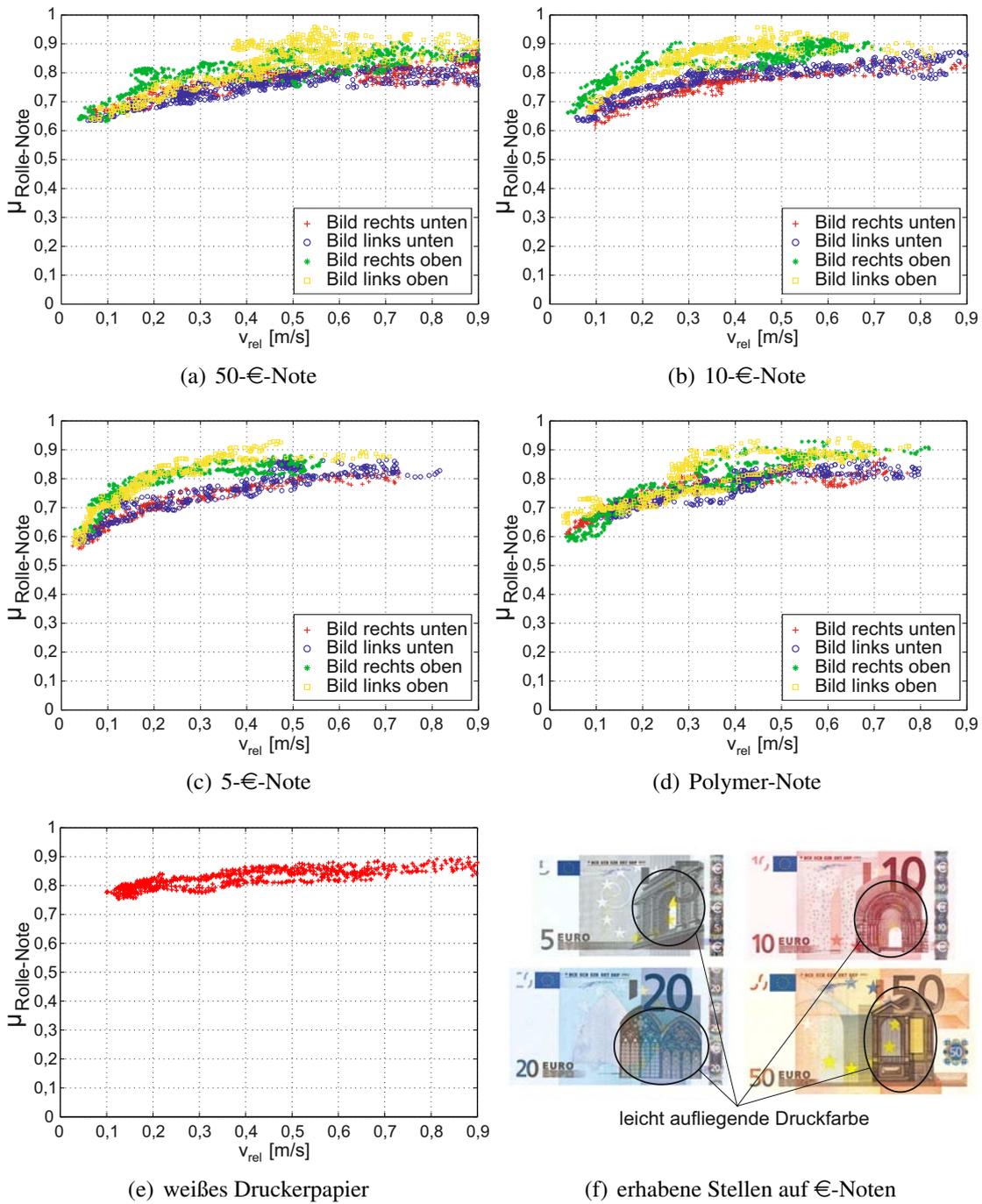
Neben der Normalkraft im V-Spalt soll auch die Reibkraft zwischen Rollen und Geldnoten in Abhängigkeit vom Schlupf und von der Normalkraft gemessen werden. Dazu wird die Geldnote durch die mit konstanter Drehzahl angetriebenen Transportrollen von rechts nach links bei der konstanten Geschwindigkeit  $v_{Trans}$  bewegt (Bild 5-7). Die Normalkräfte zwischen den Transportrollen sind dabei um ein Vielfaches höher als im V-Spalt, so dass die Geldnotengeschwindigkeit auch dann nicht verändert wird, wenn im V-Spalt eine zusätzliche Antriebskraft auf die Geldnote aufgebracht wird.



**Bild 5-7:** Prinzip der Reibungsmessung zwischen Treibrolle und Geldnote im V-Spalt

Die Treibwalze wird durch einen PI-Drehzahlregler schneller angetrieben als die Geldnote. Die Gegenlaufwalze ist frei drehbar gelagert und nimmt die Geschwindigkeit der Geldnote im V-Spalt an. Sobald die Geldnote in den V-Spalt eintritt, wird die drehzahlgeregelte Treibwalze aufgrund des schwach eingestellten P-Anteils der Regelung auf die Geldnotengeschwindigkeit abgebremst. Darauf steigt die Antriebskraft der Treibwalze aufgrund des wachsenden I-Anteils der Regelung kontinuierlich an, bis die Treibwalze mit zunehmender Geschwindigkeit auf der Geldnote durchdreht (Bild 5-7(b)).

Neben den Drehzahlen der drei Walzen werden auch die Normalkraft  $F_N$  im V-Spalt und die tangente Zugkraft  $F_{Trans}$  am Transportmodul gemessen. Die Kraft  $F_{Trans}$  entspricht dabei der Reibungskraft, die von den Treibrollen auf die Geldnote aufgebracht wird. Die Reibungskraft zwischen Geldnoten und Treibrollen lässt sich auf zwei unterschiedliche Weisen messen:



**Bild 5-8:** Reibungsmessungen zwischen Treibrollen und Banknoten im V-Spalt

- direkt über die horizontalen Kraftmessdosen mit der Kraft  $F_{Trans}$  und
- indirekt über den Motorstrom der Treibwalze  $I_{Treib}$ .

Da die Treibwalze direkt vom E-Motor angetrieben wird und die Motorkonstante sehr genau vermessen worden ist, lässt sich der Motorstrom auf die Antriebskraft zwischen Treibrollen und Geldnote umrechnen. Der Reibungskoeffizient zwischen Treibrollen und Geldnoten lässt sich damit redundant durch zwei verschiedene Messgrößen bestimmen. Der Vergleich beider Messgrößen lässt so eine Prüfung zu, ob die Messung erfolgreich war.

Die Regelparameter des Treibwalzantriebs wurden so eingestellt, dass der Schlupf während der Messung kontinuierlich zunimmt. Dadurch lässt sich die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Relativgeschwindigkeit bestimmen. Dazu wurde der Reibungskoeffizient über der Relativgeschwindigkeit zwischen Geldnoten und den Treibrollen gemessen. Bild 5-8 zeigt einige Reibungsmessungen mit unterschiedlichen €-Noten im V-Spalt. Deutlich ist bei allen Messungen eine Zunahme des Reibungskoeffizienten mit dem Schlupf erkennbar, bis er bei einer Relativgeschwindigkeit von etwa  $v_{rel} = 0,5 \text{ m/s}$  in die Sättigung geht.

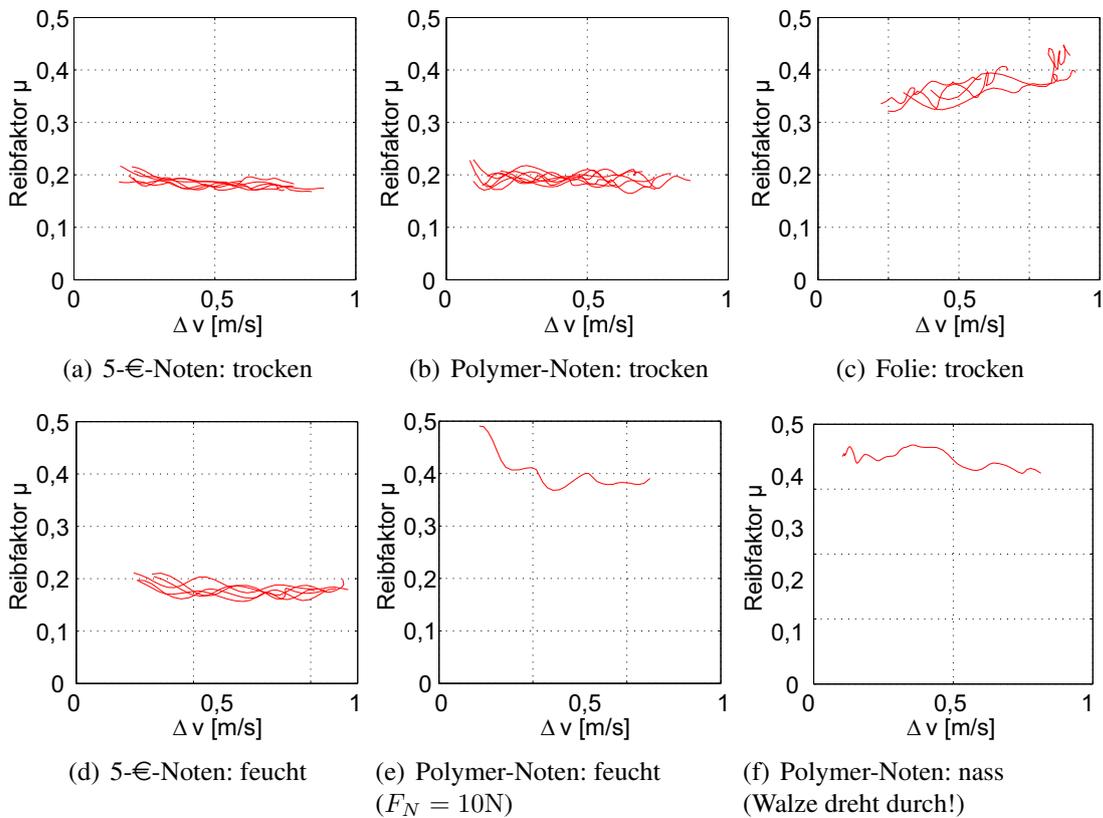
In Bild 5-8 sind einige Reibungsmessungen mit unterschiedlichen Noten dargestellt. Jede Messkurve besteht aus neun hintereinander aufgenommenen Reibungsmessungen, um repräsentative Messungen zu liefern. Alle Euro-Noten haben auf der rechten Hälfte einer Seite, unterhalb der Zahl, leicht aufliegende Bilder verschiedener Architektur-Bögen (Bild 5-8(f)). Alle Messplots enthalten jeweils drei Messungen hintereinander mit „Bild rechts unten“ (d. h. Bild durchläuft freie Gegenlaufrollen), „Bild links unten“, „Bild rechts oben“ (d. h. Bild durchläuft angetriebene Treibrollen) und „Bild links oben“. Auf diese Weise wird sichtbar, dass der Farbauftrag auf den Geldnoten die Reibungskennlinie messbar beeinflusst.

Die Messungen zeigen allesamt eine deutliche Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Relativgeschwindigkeit. Überraschend ist, dass die Unterschiede im Reibwert zwischen Euro-Noten und Polymernoten geringer ausfallen als die Streubreite der Messungen. Beim Druckerpapier ist die Streubreite der Messungen geringer als bei den Geldnoten, weil die Oberfläche homogener ist.

## 5.5 Reibungsmessungen zwischen zwei Geldnoten

Zur Abschätzung der notwendigen Vereinzlungskräfte zur Trennung von Geldnoten wurden Messungen zur Reibung zwischen zwei Geldnoten durchgeführt. Ein besonderes Augenmerk galt dabei dem Einfluss von Adhäsionskräften bei feuchten Polymernoten. Die Kräfte zwischen den Geldnoten wurden mit zwei verschiedenen Prüfstandsaufbauten gemessen:

- (i) Reibungsmessung am Walzenprüfstand: Diese Messung spiegelt die Situation im V-Spalt am besten wider und dient zur Messung der Coulombschen Reibung im V-Spalt



**Bild 5-9:** Messergebnisse der Reibung zwischen verschiedenen Noten in trockenem und feuchtem Zustand, aufgenommen am Walzenprüfstand (Bild 5-7(a))

- (ii) Statische Reibungsmessung: Messung der Adhäsionskräfte zwischen feuchten Polymernoten unter quasistatischen Bedingungen

### 5.5.1 Noten-Reibungsmessung am Walzenprüfstand

Die Reibungsmessungen zwischen zwei Geldnoten wurden am Walzenprüfstand mit derselben Walzenansteuerung wie bei der Reibungsmessung zwischen Treibwalze und Geldnoten durchgeführt (s. Bild 5-7(a)). Im Unterschied zur Messung der Treibrollenreibung wurden hier zwei Noten gleichzeitig – um ca. einen Zentimeter versetzt – in die Transporteinheit geschoben. Sobald die obere Geldnote die Transportwalze verlassen hat, wird sie von der Antriebskraft der Treibwalze beschleunigt und gegenüber der unteren verschoben. Die dabei auftretenden Reibungskräfte werden von der Transporteinheit gemessen und können zur Berechnung des Reibungsfaktors verwendet werden.

Bild 5-9 zeigt die Messergebnisse der Reibungsmessungen zwischen verschiedenen Noten. Jeder Plot stellt den aus mehreren Messungen ermittelten Reibungsfaktor  $\mu$  dar. Der Reibungsfaktor  $\mu$  ist nach der Definition von Coulombscher Reibung aus dem

Quotienten  $\mu = F_{\text{Reib}}/F_{\text{Normal}}$  berechnet worden und natürlich nur für Reibungen ohne Adhäsionskraft-Anteil richtig. Dennoch werden an dieser Stelle auch zwei Messungen mit Adhäsionskraft-Anteilen dargestellt (Bilder 5-9(e) und 5-9(f)), um den Unterschied zu verdeutlichen.

Der Coulombsche Reibungsfaktor liegt bei sämtlichen trockenen, sauberen Geldnoten bei ca.  $\mu = 0,2$  – unabhängig davon, ob es sich um Euro-Noten, Druckerpapier oder Polymer-Banknoten handelt (Bild 5-9(a) und 5-9(b)). Bei feuchten Euro-Noten sinkt der Reibwert um kaum messbare 10 % des Trocken-Reibwerts (Bild 5-9(d)), was beweist, dass hier keinerlei Adhäsionskräfte wirken.

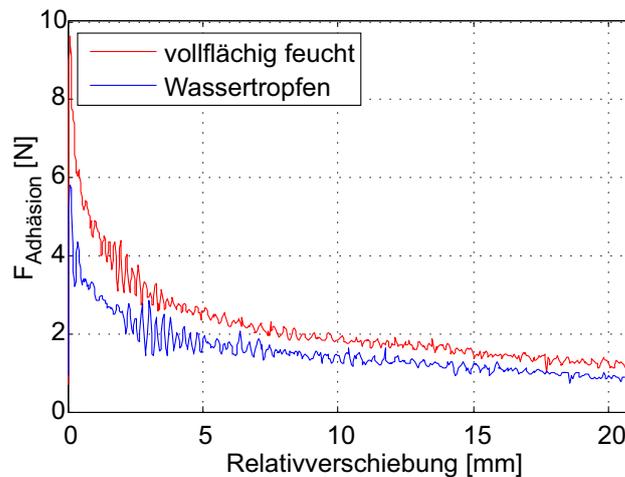
Anders verhält es sich bei feuchten oder nassen Polymernoten. Bild 5-9(e) zeigt den Reibwert zweier Polymernoten, zwischen die ein kleiner Tropfen Wasser gegeben wurde. Zunächst wird hier ein viel höherer „Reibwert“ von  $\mu = 0,5$  erreicht, der dann auf  $\mu = 0,4$  absinkt. Dies deutet auf eine Adhäsionskraft hin, welche die Coulombsche Reibung überlagert und nach dem ersten Losreißen der Flächen sehr schnell abnimmt. Diese Interpretation wird durch die quasistatischen Adhäsionskraftmessungen noch deutlicher bestätigt (Bild 5-10). Die Messung aus Bild 5-9(f) wurde mit vollflächig angefeuchteten Polymernoten aufgenommen und zeigt, dass die Reibkraft dabei noch weiter ansteigt. In diesem Fall ist die Adhäsionskraft sogar höher als die Reibung zwischen Note und Treibrollen, weshalb diese Noten nicht getrennt werden konnten.

Die Reibungsmessungen zwischen feuchten Polymernoten zeigen eine deutlich höhere Reibungskraft als die Messungen mit trockenen Polymernoten. Bei den Euro-Noten, die aus Baumwollmaterial bestehen, gibt es keinen nennenswerten Unterschied zwischen Messungen mit feuchten und mit trockenen Noten. Dies legt den Schluss nahe, dass sich bei den feuchten Polymernoten zusätzlich zu der Coulombschen Reibung noch eine Adhäsionskraft überlagert. Diese Adhäsionskraft entsteht bei feuchten Euro-Noten nicht, da das Notenmaterial luftdurchlässig ist.

### 5.5.2 Adhäsionskraft bei feuchten Polymernoten

Die Reibungsmessungen zwischen feuchten Polymernoten haben bereits gezeigt, dass selbst bei punktuell angefeuchteten Polymernoten Adhäsionskräfte von mehr als 3 N und bei vollflächig angefeuchteten deutlich über 6 N entstehen können. Zur genaueren Untersuchung der Adhäsionskräfte zwischen Polymernoten wurden diese separat ohne Normalkrafteintrag und somit ohne Wirkung von Coulombscher Reibung gemessen. In dieser Messreihe wurden unterschiedlich stark benetzte Polymernoten, um einen Zentimeter zueinander versetzt, aufeinander gepresst und nach einer „Trockenzeit“ von wenigen Minuten (dies führte zu höheren Adhäsionskräften) mit langsamer Geschwindigkeit auseinandergezogen (Bild 5-10).

Die Adhäsionskraftmessungen belegen, dass Feuchtigkeit zwischen Polymernoten zu erheblichen Adhäsionskräften von bis zu 10 N führt. Diese hohe Adhäsionskraft sinkt



**Bild 5-10:** Quasistatische Messung der Adhäsionskraft ohne Normalkraftaufprägung

aber bereits nach einer Relativverschiebung von ca. 1 mm auf die Hälfte und beträgt nach 3 mm nur noch ein Drittel.

### 5.5.3 Schlussfolgerung für die V-Spalt-Regelung

Die Reibungsmessungen zwischen den trockenen und den feuchten Polymernoten legen die Vermutung nahe, dass die Adhäsionskraft sich einfach mit der Coulombschen Reibkraft überlagert. In Bild 5-10 ist die Haftkraft zwischen zwei feuchten Polymernoten als Summe der Adhäsionskraft und der Coulombschen Trockenreibung dargestellt:

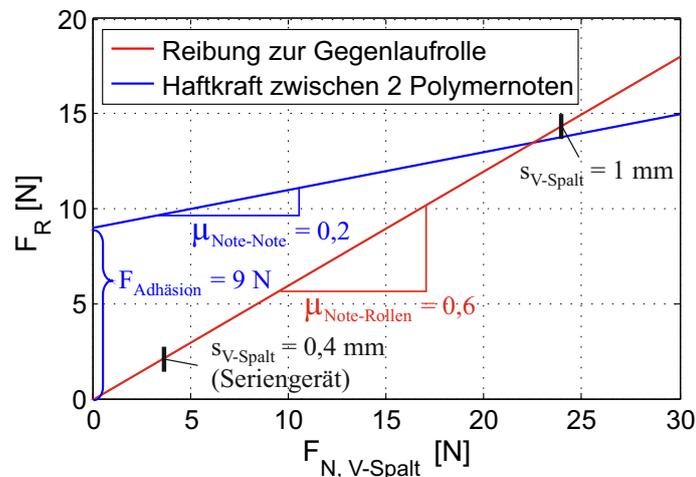
$$\begin{aligned} F_{\text{Haftkraft}} &= F_{\text{Adhäsion}} + F_N \cdot \mu_{\text{Note-Note}} \\ &= 9 \text{ N} + F_N \cdot 0,2 \end{aligned} \quad (5-9)$$

Die zweite, steilere Gerade stellt die Coulombsche Reibung zwischen Noten und der Gegenlaufwalze in Abhängigkeit von der Normalkraft dar.

$$F_{R, \text{Note-Rollen}} = F_N \cdot \mu_{\text{Note-Rollen}} = F_N \cdot 0,6 \quad (5-10)$$

Wegen der Adhäsionskraft ist die Haftkraft zwischen den Geldnoten bei kleinen Normalkräften größer als die Reibkraft zwischen der Gegenlaufwalze und den Noten – die Noten können also nicht getrennt werden. Aufgrund des höheren Coulombschen Reibfaktors zwischen den Gegenlaufrollen und den Geldnoten schneiden sich die Kurven aber bei einer Normalkraft von  $F_N \approx 23 \text{ N}$ : Oberhalb dieser Normalkraft können die Geldnoten trotz der hohen Adhäsionskraft vereinzelt werden.

Hinsichtlich der Normalkräfte im V-Spalt des Vereinzlungsmoduls lassen sich zur Vereinzlung von feuchten Polymernoten folgende Aussagen festhalten:



**Bild 5-11:** Konsequenzen der Reibung zwischen feuchten Polymernoten auf den Vereinzelungsvorgang im CMD-V4

- Es gibt einen Schnittpunkt zwischen der Reibkraft der feuchten Polymernoten und der Reibkraft zur Gegenlaufwalze bei höheren Normalkräften. Oberhalb dieses Schnittpunktes ist eine Vereinzelung der aneinanderhaftenden Polymernoten möglich.
- Die Normalkraft im V-Spalt des Vereinzelungsmoduls beträgt bei einer Rollenverschränkung von  $s_{V-Spalt} = 0,4 \text{ mm}$   $F_N(s = 0,4 \text{ mm}) = 3 \text{ N}$  und liegt damit deutlich unterhalb dieses Schnittpunktes (Bild 5-11). Selbst wenn sich zwei Noten im V-Spalt befinden, beträgt die Normalkraft nur  $F_{N, 2Noten} = 5,5 \text{ N}$ .
- Erst ab einer Verschränkung von  $s_{V-Spalt} \geq 1 \text{ mm}$  ist die Normalkraft so groß, dass die Reibkraft der Gegenlaufrolle überwiegt und eine Vereinzelung von vollflächig angefeuchteten Polymernoten theoretisch möglich ist.

Manuelle Vereinzelungsmessungen mit feuchten Polymernoten haben bestätigt, dass ab einer Verschränkung von  $s_{V-Spalt} = 0,8 \text{ mm}$  in den meisten Fällen eine Vereinzelung möglich ist. Diese Erkenntnis bildet die Grundlage für die Erweiterung eines Vereinzelungsmoduls aus einem Serien-Bankautomaten mit einer elektrischen V-Spalt-Verstellung. Ausgehend von diesen Messungen, wird für die V-Spalt-Verstellung eine maximale Verschränkung von  $s_{V-Spalt, max} = 1 \text{ mm}$  gefordert.

## 5.6 Aufbau eines automatisierten Walzenprüfstands

Transport- und Vereinzelungswalzen haben eine zentrale Funktion in Bankautomaten. Zur modellbasierten Weiterentwicklung dieser Bankautomaten ist es notwendig, das physikalische Verhalten dieser Walzen messtechnisch zu erfassen und für die Identifizierung der Modellparameter zu nutzen. Es hat sich gezeigt, dass solche Messungen

am oben dargestellten manuellen Prüfstand möglich, jedoch die Prüfstandseinrichtung sehr zeitintensiv und kompliziert ist. Ziel war es somit, einen automatisierten Walzenprüfstand zu entwickeln, der zum Einen viele Einstellmöglichkeiten zur Vermessung unterschiedlicher Walzengeometrien bietet und zum Anderen den Benutzer interaktiv durch die Prüfstandseinrichtung führt. Durchführung und Auswertung folgender Messungen sollten dabei weitestgehend automatisch ablaufen können [Kla08]:

- (i) Vermessung der Walzensteifigkeitskennlinien und Identifizierung der Steifigkeitsparameter von Wellen und Rollen
- (ii) Vermessung der Reibungskraft zwischen zwei Walzen in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit
- (iii) Vermessung der Reibungskraft zwischen Walzen und Banknoten
- (iv) Vermessung der Walkarbeit zwischen zwei Walzen in Abhängigkeit von der Normalkraft und der Drehzahl

### 5.6.1 Prüfstandskonzept

Das Prüfstandskonzept gründet im Wesentlichen auf den Erfahrungen am manuellen Walzenprüfstand. Dennoch waren die Anforderungen an den neuen Walzenprüfstand vielfältiger – insbesondere in Richtung der Automatisierung von Prüfstandseinrichtung und Messungsdurchführung und im Hinblick auf die Verwendung sehr unterschiedlicher Walzenabmessungen. Aus diesem Grund wurde zunächst eine detaillierte Anforderungsliste [Kla08, S. 21-27] aufgestellt, aus der auszugsweise die wichtigsten Anforderungen und Wünsche dargestellt werden:

**Tabelle 5-1:** Auszug aus der Anforderungsliste für den automatisierten Walzenprüfstand [Kla08]  
(F: Forderung; W: Wunsch)

<b>Anforderungsliste Transportwalzenprüfstand</b>			
Nr.:	F/W	Anforderungen	Bemerkung
		<b>Geometrie</b>	
1	F	Walzen unterschiedlicher Wellenlänge prüfen	$110 \leq l_W \leq 230 \text{ mm}$
2	F	Prüfen von Walzen unterschiedlicher Rollendurchmesser	$14 \leq d_R \leq 30 \text{ mm}$
3	F	Max. Wellendurchmesser	$d_{W,max} = 10 \text{ mm}$
4	F	Variation der Wellendurchmesser am Lagersitz	$d_L = 6 \text{ \& } 8 \text{ mm}$
5	F	Mechanische Schnittstelle zur automatischen Noten-Zuführeinheit vorsehen	Einbaumaße aus CAD - Daten

<b>Anforderungsliste Transportwalzenprüfstand</b>			
Nr.:	F/W	Anforderungen	Bemerkung
		<b>Kinematik</b>	
7	F	Steifigkeitsmessung statisch und mit stationärer Rollendrehzahl aufnehmen	$v_U = 0,7; 1,0; 1,4 \text{ m/s}$
8	F	Geregelte Einstellung der Rollenüberdeckung vorsehen	bis zu 1,0 mm
9	F	Positioniergenauigkeit der Rollenüberdeckung	$\leq 0,01 \text{ mm}$
10	F	Drehzahlregelung der Transportwalzen vorsehen	$v_U = 0,7; 1,0; 1,4 \text{ m/s}$
		<b>Kräfte / Momente</b>	
11	F	Max. Normalkraft zwischen den Transportwalzen	$F_{N,max} = 80 \text{ N}$
12	F	Max. Normalkraft bei der Reibwertermittlung zwischen den Walzen	$2 \text{ N} \leq F_{N,Reib,max} \leq 10 \text{ N}$
13	F	Max. Reibwert	$\mu_{max} = 1,5$
		<b>Messtechnik / Sensorik</b>	
14	F	Walzensteifigkeitskennlinie messen	
15	F	Reibwerte (Rolle/Rolle, Rolle/Note) ermitteln	
16	F	Lagerreaktionskräfte einer Walze messen	
17	F	Durchbiegung der festgelagerten Transportwalze an definierten Positionen berührungslos messen	Messgenauigkeit: $\leq 3 \mu\text{m}$ Messbereich: 0 ... 10 mm
18	F	Reibwertermittlung aus stationärer Drehbewegung starten	
19	W	Reibkraft über Messung des Motorstroms bestimmen	Keine zusätzl. Sensorik notwendig
20	F	Reibwertermittlung (Rolle/Note) durch Triggersignal starten	
21	F	Möglichkeit von Dauerlauftests vorsehen	
		<b>Design</b>	
22	F	Originalwälzlager verwenden	
23	F	Möglichkeit zur Anbringung unterschiedlicher Antriebsmotoren der Transportwalzen vorsehen	
24	F	Platz für Antriebsmotoren der Transportwalzen an beiden Seiten vorsehen	

<b>Anforderungsliste Transportwalzenprüfstand</b>			
Nr.:	F/W	Anforderungen	Bemerkung
25	F	Transportwalzen schnell und einfach austauschbar	
		<b>Handhabung</b>	
26	F	Interaktive Benutzerführung bei der Prüfstandseinrichtung	
27	F	Automatische Referenzierung und Messungsdurchführung	
28	F	Automatisierte Aufbereitung der Messergebnisse	

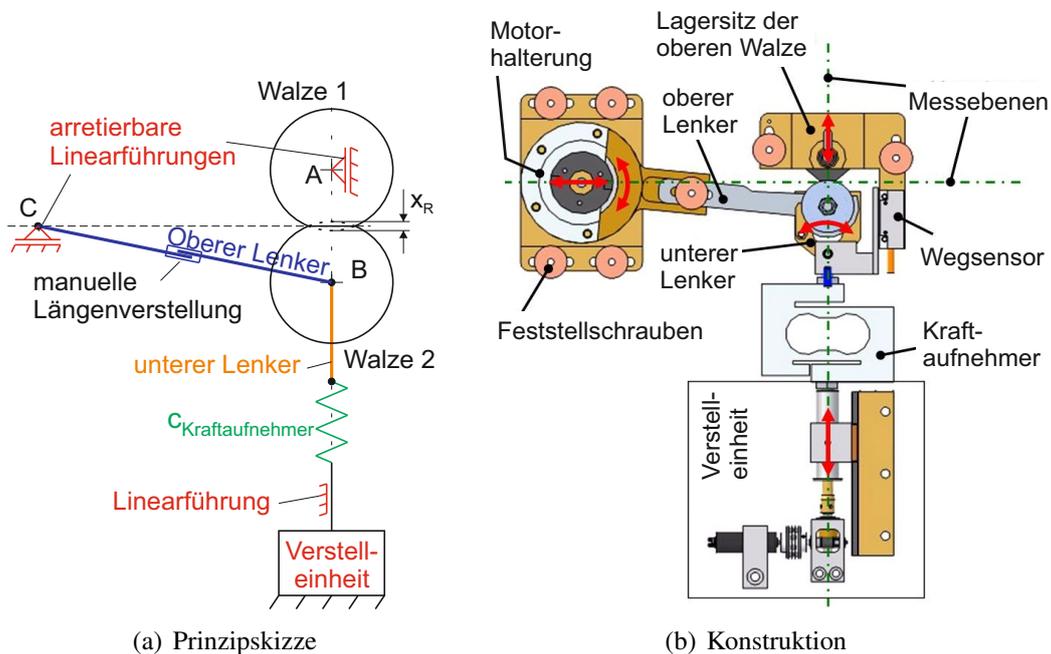
### Walzenlagerung und Steifigkeitsmessung

Die Lagerung der Walzen spielt bei der Leistungsfähigkeit des Walzenprüfstands eine zentrale Rolle, da sie einstellbar, einfach montierbar (Walzenaustausch) und reibungsarm verstellbar (Normalkraftmessung) sein muss. Gleichzeitig darf die Einbringung von Antriebsmomenten zu keiner Verfälschung der Normalkraftmessung führen (Reibungsmessung). Dementsprechend wurden drei verschiedene Varianten zur Walzenlagerung ausgearbeitet. In Bild 5-12 ist das umgesetzte Prinzip als Prinzipskizze und konstruktive Umsetzung dargestellt.

Die Lagerung der unteren Walze auf zwei Lenkern wurde gewählt, um eine möglichst geringe Reibung und damit eine genaue Normalkraftmessung zu ermöglichen. Darüber hinaus kann der Antrieb der unteren Walze über einen Motor im Lenkerlager erfolgen, der über einen Zahnriemen mit der unteren Walze gekoppelt wird. Auf diese Weise wirkt sich die Masse des Antriebsmotors nicht negativ auf die Normalkraftmessung zwischen den beiden Walzen aus.

Nachteilig wirkt sich bei der Lenkerlagerung aus, dass der Prüfstand nach jedem Walzenaustausch einer aufwändigen Einrichtung und Referenzierung bedarf. Grund dafür ist die Tatsache, dass die Tangente im Rollenberührungspunkt genau durch den linken Lenkerlagerpunkt laufen muss (Bild 5-12(a): *gestrichelte Linie*). Als Konsequenz müssen sowohl die Position der oberen Walze als auch Länge und Lagerposition der Lenker verstellt werden können. Um diesen Nachteil des Einrichtungsaufwands zu minimieren, soll der Anwender interaktiv durch diese Aufgabe geführt und die Referenzierungsaufgaben automatisiert durchgeführt werden (s. Abschnitt 5.6.2).

Zur Vermessung der Walzensteifigkeitskennlinien werden die Normalkraft über zwei DMS-Kraftaufnehmer erfasst und der Achsabstand der Walzen über einen optischen Wegsensor mit einer Auflösung von einem Mikrometer gemessen (Bild 5-12(b)). Darüber hinaus wird die Durchbiegung der oberen Welle in der Wellenmitte über einen

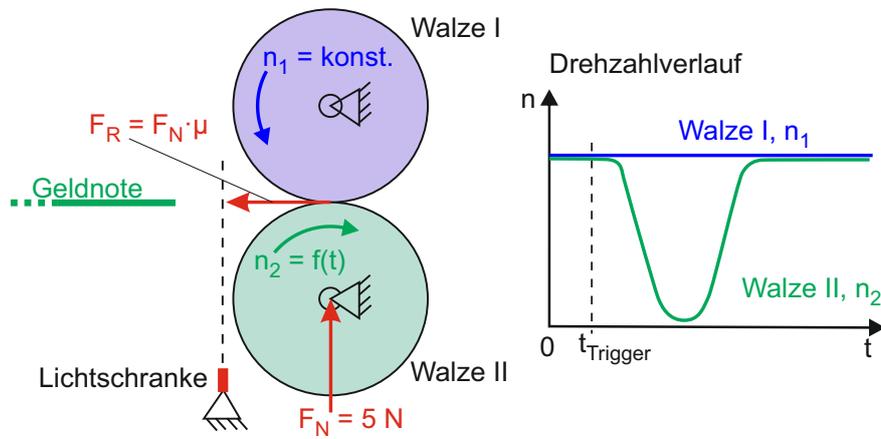


**Bild 5-12:** Prinzipskizze des Walzenprüfstands

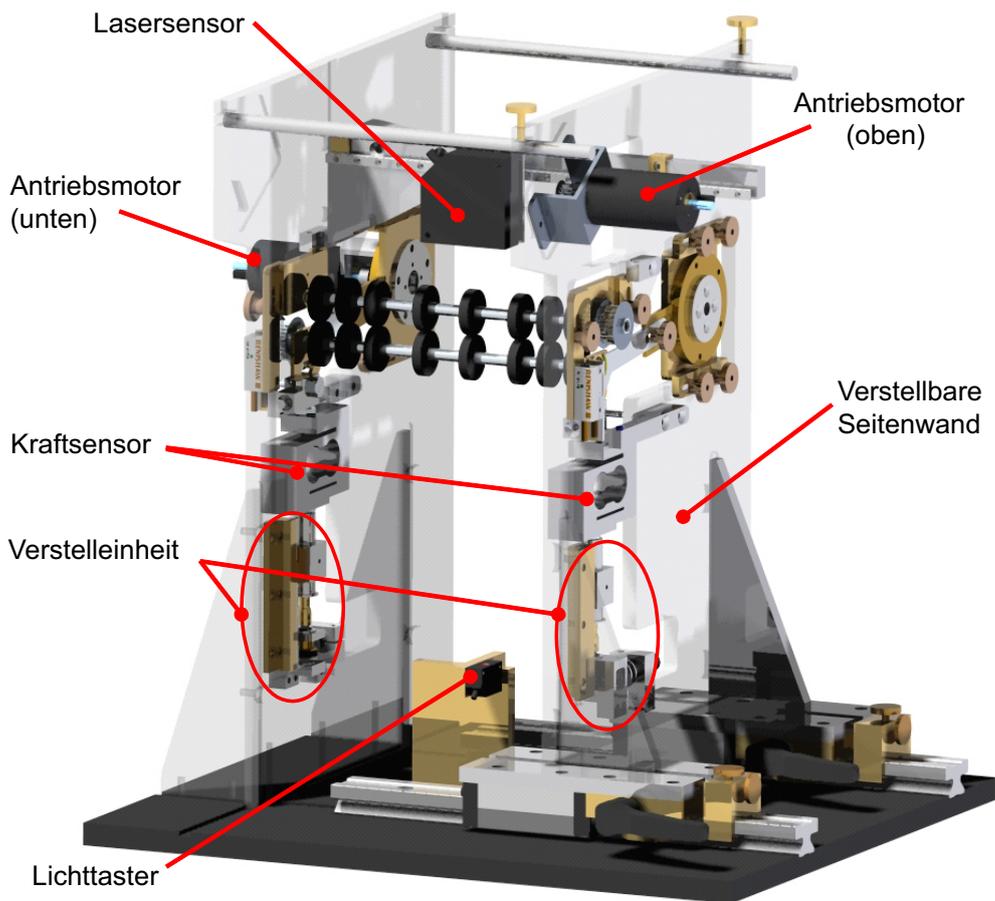
Lasersensor erfasst – eine Messgröße, die für die Identifizierung der Rollensteifigkeit bei mehr als zwei Rollengruppen benötigt wird (s. Abschnitt 5.6.2).

### Prinzip der Reibwertmessung

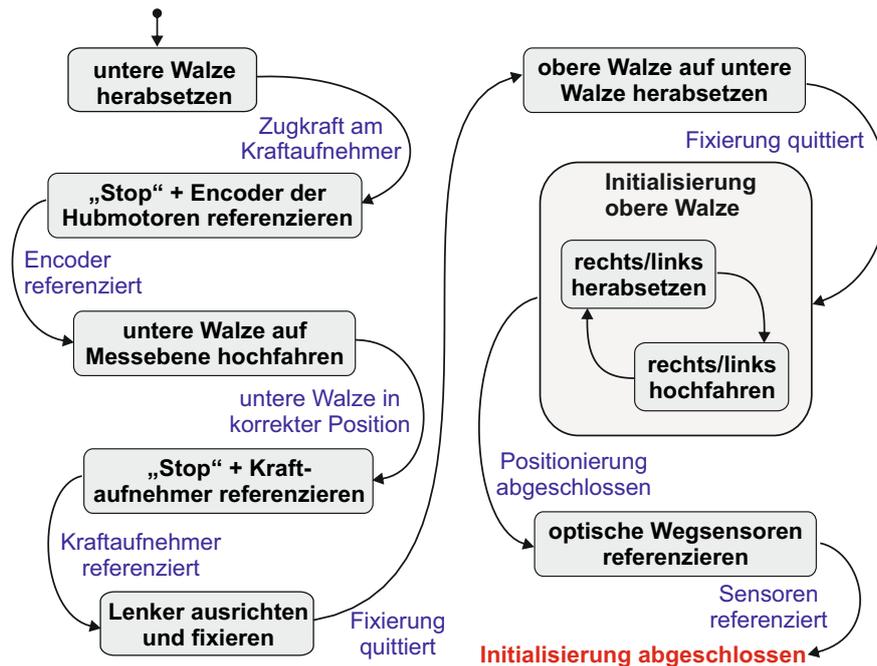
Bei der Reibwertmessung zwischen den Rollen und einer Geldnote wurde ein anderes Messprinzip umgesetzt als bei dem manuellen Walzenprüfstand. Bei der Arbeit am manuellen Walzenprüfstand hat sich gezeigt, dass die Antriebsmomente der Rollen bei konstanten Drehzahlen und Direktantrieb sehr genau aus den Motorströmen berechnet werden können. Aus diesem Grund wurde beim automatisierten Walzenprüfstand auf das Transport-Modul (Bild 5-1 auf Seite 98) verzichtet. Da beide Walzen angetrieben sind, werden sie zunächst auf die gewünschte Transportgeschwindigkeit geregelt. Sobald eine Geldnote zwischen die Walzen gegeben wird, wird das durch einen Lichttaster (Bild 5-14) detektiert. Dabei wird die untere Transportwalze mittels einer berechneten Sollwert-Trajektorie kontinuierlich bis auf Null abgebremst und wieder auf die Transportgeschwindigkeit beschleunigt, während die obere Walze bei der konstanten Transportgeschwindigkeit bleibt (Bild 5-13). Die Sollwert-Trajektorie wird dabei in Abhängigkeit von der Transportgeschwindigkeit und der Geldnotenlänge individuell berechnet. Auf diese Weise wird zwischen der Geldnote und den Rollen auch ohne Transport-Modul der gewünschte Schlupf erzeugt.



**Bild 5-13:** Reibwertermittlung zwischen Rollen und Geldnote



**Bild 5-14:** CAD-Modell des automatisierten Walzenprüfstands [Kla08, S. 61]



**Bild 5-15:** Vereinfachtes Zustandsdiagramm der teilautomatischen Prüfstandsinitialisierung

## 5.6.2 Prüfstandssteuerung und Messungsaufbereitung

Zentraler Punkt der Prüfstandssteuerung ist die teilautomatische Prüfstandsinitialisierung nach dem Einbau von neuen Walzen. Um diese Aufgabe für den Anwender zu vereinfachen, wird die Initialisierung so weit wie möglich automatisiert durchgeführt, und erforderliche manuelle Eingriffe werden mittels einer interaktiven Checkliste erläutert. Nach der erfolgreichen Initialisierung kann zwischen mehreren Messungsroutinen gewählt werden, welche die entsprechenden Messaufgaben automatisch durchführen, die Messergebnisse abspeichern und geeignet aufbereiten.

### Automatische Prüfstandsinitialisierung

Um eine Messung erfolgreich durchführen zu können, muss man den Prüfstand zunächst initialisieren. Da eine Prüfstandsmessung aufgrund der zahlreichen Einstellmöglichkeiten nur nach einer langwierigen Einweisung durchführbar ist, wurde eine softwaretechnische Unterstützung entwickelt, die den Anwender durch die auszuführenden Arbeitsschritte führt und automatisierbare Aufgaben automatisch durchführt. Bild 5-15 stellt die wesentlichen Zustände der Initialisierungsroutine vereinfacht dar, die nach jedem Einschalten des Prüfstands und vor dem Beginn einer Messaufgabe erfolgreich durchlaufen werden müssen.

Nach dem richtigen Einbau der Walzen werden Parameter, wie z. B. Rollendurchmesser und Trägheitsmomente der Walzen, abgefragt.

- (i) Die Referenzierung der Hubmotor-Encoder erfolgt, indem die Walze nach unten gegen einen Anschlag gefahren wird – dies wird durch die Normalkraftsensoren registriert. Auf diese Weise wird die untere Walze auch horizontal ausgerichtet.
- (ii) Entsprechend der eingegebenen Rollendurchmesser wird die untere Walze in die Messebene hochgefahren – die Rollenoberkante wird dazu auf die Höhe der Lenkerlager gebracht (s. Bild 5-12(a)).
- (iii) 1 mm vor Erreichen der Sollposition wird die Verstellung der unteren Walze angehalten, und die Kraftaufnehmer werden genullt, um das Gewicht der unteren Walze zu kompensieren.
- (iv) Nachdem der Anwender das Lenkerlager der unteren Walze fixiert und die obere Walze manuell auf die untere herabgesenkt und fixiert hat, startet die automatische Einstellung des Rollenberührungspunkts (s. Erläuterung unten).
- (v) Nach der erfolgreichen Einstellung des Rollenberührungspunkts werden die optischen Achsabstandssensoren und der Lasersensor zur Messung der Wellendurchbiegung der oberen Walze genullt.

**Einstellung des Rollenberührungspunkts:** Beim manuellen Herabsenken der oberen Walze auf die untere und der anschließenden Fixierung werden die Walzen undefiniert und ungleichmäßig aufeinander gedrückt. Für eine genaue Messung der Steifigkeitskennlinie des Walzenpaars ist es aber sehr wichtig, den Berührungspunkt der beiden Walzen genau zu erkennen und die Achsabstandssensoren am rechten und am linken Lager entsprechend zu referenzieren. Am manuellen Walzenprüfstand musste dieser Arbeitsschritt manuell mit großer Sorgfalt durchgeführt werden: Diese Einstellung wird umso schwieriger, je weicher das Rollenmaterial ist.

Beim automatisierten Walzenprüfstand wird dieser Arbeitsschritt zur Einstellung des Rollenberührungspunkts automatisch durchgeführt. Iterativ werden beide Hubantriebe soweit hochgefahren, bis an beiden Kraftsensoren eine Normalkraft von  $F_N = 2 \text{ N}$  anliegt. Auf diese Weise wird erreicht, dass die beiden Walzen parallel zueinander ausgerichtet sind. Anschließend werden beide Hubantriebe parallel soweit heruntergefahren, bis die Normalkraft im Bereich von  $0,1 \text{ N} \leq F_N \leq 0,2 \text{ N}$  liegt.

Erst nachdem die Initialisierungsroutine erfolgreich durchlaufen wurde, wird die Auswahl der Messaufgaben freigeschaltet.

### **Identifizierung der Rollensteifigkeit in Abhängigkeit von der Rollenanzahl**

Zur Messung der Steifigkeitskennlinie wird bei still stehenden Walzen langsam der Achsabstand verringert, bis entweder die vom Benutzer vorgegebene Achsabstandsverringeringung oder die maximale Normalkraft von  $F_N = 40 \text{ N}$  erreicht wird – anschließend wird der Achsabstand wieder langsam in die Ausgangslage gefahren. Nach einer

kurzen Rotation der Walzen wird der Messvorgang mehrmals wiederholt. Als Ergebnis wird die Gesamtsteifigkeitskennlinie als Normalkraft über der Achsabstandszustellung samt der Wellendurchbiegung ausgegeben.

Anhand der gemessenen Steifigkeitskennlinie für das gesamte Walzenpaar ist es für die Konstruktion und die Auslegung der Transportwalzen von Interesse, welchen Anteil dabei die Rollen und welchen die Wellendurchbiegung haben. Sind mehr als zwei Rollen je Walze beteiligt, so ist aufgrund der Wellendurchbiegung die Normalkraft an den äußeren Rollen größer als auf den inneren (s. Bild 5-16). Doch unter Zuhilfenahme der Messung der Wellendurchbiegung in der Wellenmitte lässt sich diese Identifizierungsaufgabe zumindest unter der Annahme von linear elastischen Rollen analytisch eindeutig lösen.

Die rechnerische Identifizierung der Rollensteifigkeit erfolgt in vier Teilschritten (s. Bild 5-17):

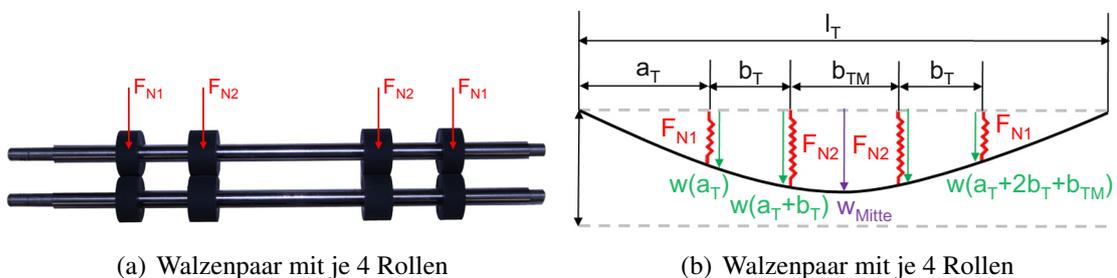
**Wellendurchbiegung:** Unter der Wirkung der vier Rollennormalkräfte wird die Biegelinie der Stahlwelle berechnet. Die Rollenkräfte sind dabei zunächst unbekannt. Im mittleren Bereich zwischen den beiden inneren Rollenkräften  $F_{N2}$  ergibt sich für die Biegelinie folgender Ausdruck:

$$w(x) = \frac{1}{6EI} \cdot [F_{N2}(a_T + b_T) [3x^2 + (a_T + b_T)^2] - F_{N2}x [6(a_T + b_T)^2 + 3b_{TM}a_T + 3b_{TM}b_T] + F_{N1} [(a_T - b_T)^3 + x^3 - 3xa_T^2 + 6a_Tb_T + 3a_Tb_{TM}]] ;$$

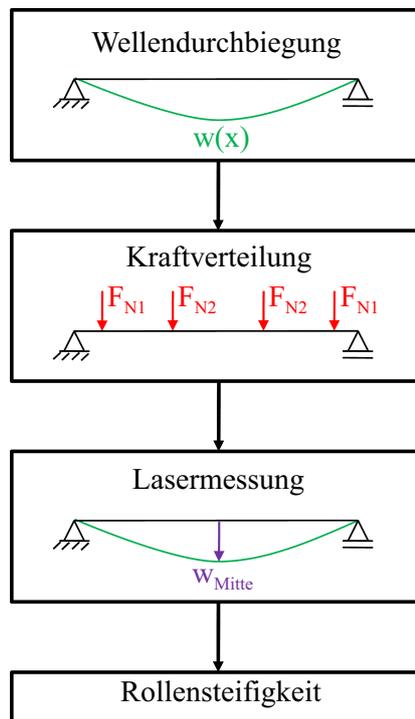
$$\text{mit: } (a_T + b_T) \leq x \leq (a_T + b_T + b_{TM}) \quad (\text{s. Bild 5-16(b)}) \quad (5-11)$$

**Kraftverteilung:** Für die Rollennormalkräfte werden lineare Federgesetze eingesetzt:

$$F_{N1} = c_{Rolle} \cdot \left( \frac{x_{Verstell}}{2} - w(a_T) \right) \quad (\text{s. Bild 5-16(b)}) \quad (5-12)$$



**Bild 5-16:** Freischnitt der auf die Welle wirkenden Rollenkräfte



**Bild 5-17:** Vorgehensschritte zur Identifizierung der Rollensteifigkeit

Damit lässt sich die Kraftverteilung der gesamten Normalkraft  $F_{Nges}$  als Funktion der Rollensteifigkeit, der Rollenabstände und der Wellenabmessungen ausdrücken:

$$F_{N2} = - \frac{3 \cdot F_{Nges} \cdot [c_{Rolle} \cdot a_T \cdot (b_T^2 + b_T \cdot b_{Tm}) - 2 \cdot EI]}{c_{Rolle} \cdot (4 \cdot b_T^3 + 6 \cdot b_{Tm} \cdot b_T^2) + 24 \cdot E \cdot I} \quad (5-13)$$

Die Kraftverteilung hängt damit sowohl von der gesuchten Rollensteifigkeit als auch vom Abstand der Rollen zueinander ab.

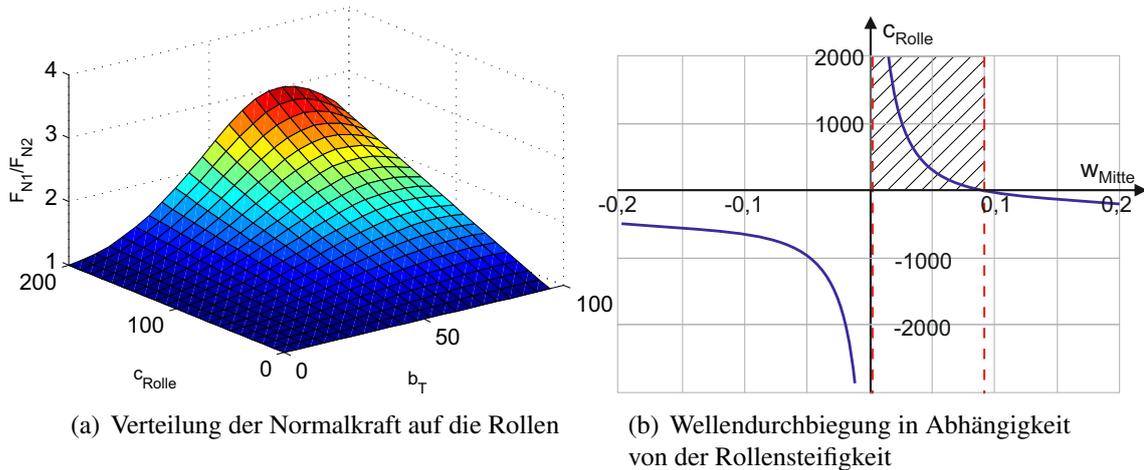
**Lasermessung:** Im letzten Schritt wird nun die mit Hilfe des Lasers gemessene Durchbiegung der Welle unter der Wirkung der Rollenkräfte in den Ausdruck für die Wellenbiegeline eingesetzt. Zusammen mit Gleichung 5-13 für die Kraftverteilung lässt sich die gesuchte Rollensteifigkeit explizit angeben:

$$c_{Rolle} = \frac{576 EI^2 w_{Mitte} - EI \cdot F_{Nges} [24 (2 a_T^3 + 6 a_T^2 b_T + 3 a_T^2 b_T + (a_T + b_T)^3) \dots]}{[F_N a_T (12 a_T b_T^2 + 16 a_T^2 b_T - 3 b_T b_{Tm}^2 + 24 a_T b_T b_{Tm} + 24 a_T^2 b_{Tm}) \dots + 18 (8 a_T^2 b_{Tm} + 12 a_T b_T b_{Tm} + 2 a_T b_{Tm}^2 + 4 b_T^2 b_{Tm} + b_T b_{Tm}^2)]} \dots \quad (5-14)$$

$$\dots \frac{-48 EI w_{Mitte} (2 b_T + 3 b_{Tm}) b_T^2}{}$$

Bild 5-18(b) trägt die Rollensteifigkeit  $c_{Rolle}$  aus Gleichung 5-14 über der Durchbiegung in der Wellenmitte auf. Der physikalisch sinnvolle Bereich der Gleichung ist

schraffiert und gilt nur für positive Rollensteifigkeiten. Der Plot wurde für eine konstante Gesamtnormalkraft  $F_N$  aufgetragen und zeigt bei zunehmender Rollensteifigkeit eine abnehmende Wellendurchbiegung. Das liegt daran, dass mit zunehmender Rollensteifigkeit die Rollenkräfte sich immer mehr auf die äußeren Rollen verlagern – da die Gesamtlast aber konstant ist, biegt die Welle sich dadurch weniger durch.



**Bild 5-18:** Visualisierung der Gleichungen 5-13 und 5-14 (s. auch Bild 5-16(b))

Bei realen Messungen zeigen die Rollen natürlich keine lineare Elastizität, so dass erschwerend hinzukommt, dass auch der Exponent der Rollen-Steifigkeitskennlinie identifiziert werden muss und keine analytische Berechnung der Serienschaltung möglich ist. Doch die Rollensteifigkeit lässt sich auch im nichtlinearen Fall nach derselben Vorgehensweise numerisch lösen und wurde als Matlab-Skript der Prüfstandsauswertung angefügt.

Für das Walzenpaar aus Bild 5-16(a) wurde die Rollensteifigkeit nach der beschriebenen Methode identifiziert ( $c_{Rolle}$ ). Zum Vergleich wurde auch eine Rollenidentifizierung ohne Berücksichtigung der ungleichmäßigen Normalkraftverteilung auf die Rollen gegenübergestellt ( $c_{Rolle, F_N, konst.}$ ):

$$c_{Rolle} = 21,7 \text{ N/mm}; \quad c_{Rolle, F_N, konst.} = 38,0 \text{ N/mm} \quad (5-15)$$

Dieses Beispiel bestätigt den nicht zu vernachlässigenden Einfluss der ungleichmäßigen Normkraftaufteilung auf die weichen Transportrollen. Diese Identifizierungsmethode wurde mit Hilfe eines MKS-Modells mit nichtlinearen Rollensteifigkeiten validiert und zeigte dort eine sehr gute Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen [Loc09].

## 6 Das Regelungskonzept des Vereinzeltungsvorgangs

Die Analyse des Vereinzeltungsvorgangs am 2D-MKS-Modell lieferte die Erkenntnis, dass unter Einhaltung gewisser Randbedingungen [JLTJ07] der Rückhaltekeamm (Bild 3-9(a)) durch die Regelung der Abzugswalze ohne Einbußen der Funktionssicherheit möglich ist. Darüber hinaus wurde deutlich, dass der Achsabstand der Vereinzeltungswalzen – bestehend aus den miteinander verschränkten Treib- und Gegenlaufwalzen – einen erheblichen Einfluss auf die Reibungskräfte und somit auf die Sicherheit während des Vereinzeltungsvorgangs hat.

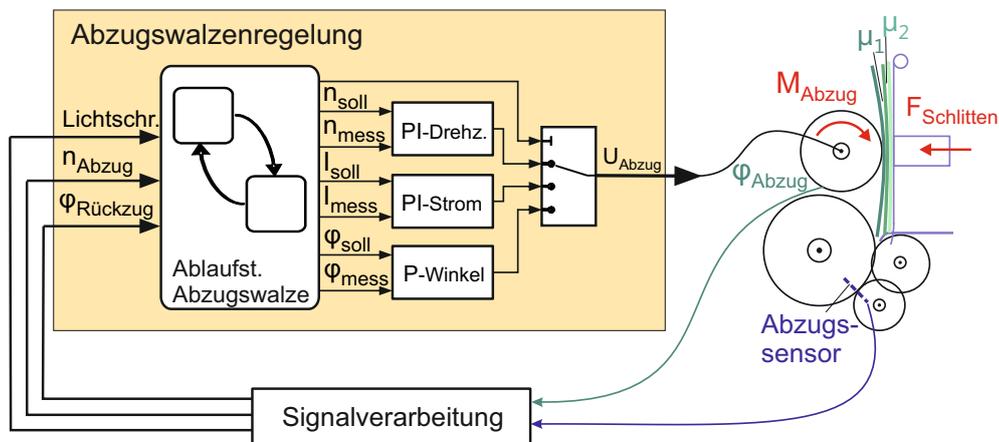
Anhand des abstrakten 1D-Modells des Vereinzeltungsmoduls (s. Abschnitt 4.4) wird in diesem Kapitel die letzte Phase der mechatronischen Komposition in Angriff genommen: die „*Ganzheitliche Komposition*“ (s. Bild 2-6 auf Seite 31). In der Phase der „*Ganzheitlichen Komposition*“ sollen zwei aufeinander aufbauende Regelungsaufgaben modellbasiert für das Vereinzeltungsmodul entworfen werden.

- Der prinzipielle Funktionsnachweis einer geregelten Abzugswalze ist bereits in der Phase der *idealisierten Komposition* erbracht worden (s. Bild 4-24 auf Seite 83) – im folgenden Abschnitt erfolgt deren modellbasierte Umsetzung im Sinne der *ganzheitlichen Komposition* unter Berücksichtigung eines realen Antriebsmotors.
- Auf Basis der Abzugswalzenregelung wird eine adaptive V-Spalt-Regelung vorgestellt, mit dem Ziel, die Reibungskräfte während des Vereinzeltungsvorgangs auf ein Minimum zu begrenzen, ohne die Funktionssicherheit des Gesamtsystems zu beeinträchtigen.

### 6.1 Regelung der Abzugswalze

Die modellbasierte Analyse des Vereinzeltungsmoduls hat ergeben, dass die Funktion des Rückhaltekamms bei einer geeigneten Schlitten-Andruckkraft in der Geldnotenkassette durch die Abzugswalze übernommen werden kann. Dazu muss diese jedoch durch einen separaten geregelten Aktor angetrieben werden, der sowohl eine Drehzahl- als auch eine Drehmomentenvorgabe in beide Richtungen ermöglicht. Die Abzugswalzenregelung hat dabei drei Aufgaben zu erfüllen:

- (i) Abziehen der Geldnoten aus der Kassette: erfolgt über eine Drehzahlvorgabe der Abzugswalze.



**Bild 6-1:** Struktur der Abzugswalzenregelung

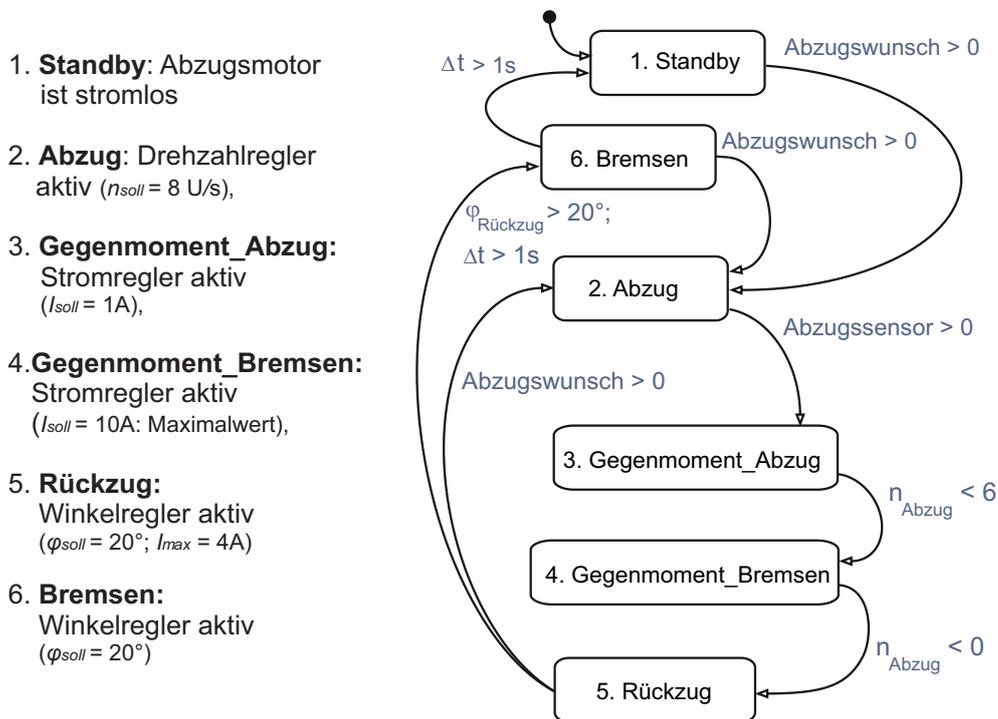
- (ii) Erkennen, wann die abziehende Geldnote den Kontakt mit der Abzugswalze verlässt: erfolgt über die Aufprägung eines geringen Gegenmoments auf die Abzugswalze.
- (iii) Definiertes Zurückziehen der Nachfolgenote während des Vereinzlungsvorgangs: erfolgt durch eine Winkelvorgabe der Abzugswalze unter Begrenzung des Antriebsmoments.

Der prinzipielle Funktionsnachweis dieser Ansteuerstrategie konnte durch die Erweiterung des 2D-MKS-Modells des Vereinzlungsmoduls um einen idealen Aktor für die Abzugswalze erbracht werden (s. Abschnitt 4.3.2 auf Seite 82).

Zur Umsetzung des Antriebskonzepts wurde ein geregelter DC-Motor der Fa. *Faulhaber* ausgewählt (Auslegung und Auswahl s. [Spr08]), da dieser über den gesamten Drehzahlbereich einen besonders konstanten Zusammenhang zwischen Motorstrom und Drehmoment aufweist (s. Bild 4-21 auf Seite 78).

Die Vorgaben der Drehzahl, des Drehmoments und des Rückdrehwinkels wurden über entsprechende Regler umgesetzt. Eine vorgelagerte Ablaufsteuerung für die Abzugswalzenregelung gibt die Sollwerte für die einzelnen Regler sowie die Umschaltung zwischen ihnen vor. Bei der Aktivierung der Regler werden die entsprechenden Integrator-Anteile zurückgesetzt, um Überschwinger aufgrund eines Integratorüberlaufs zu vermeiden. Darüber hinaus zeigen die harten Umschaltungen zwischen den Reglern keinerlei negative Auswirkungen, da die Ablaufsteuerung dafür sorgt, dass nur unter erlaubten Randbedingungen umgeschaltet wird.

Durch die Berücksichtigung des geregelten Motormodells hat sich herausgestellt, dass die sehr einfache Ablaufsteuerung aus der idealisierten Komposition (s. Bild 4-24) nicht mehr funktioniert. Dies liegt vor allem an der Drehträgheit und dem Reibungswiderstand des Abzugswalzenmotors. Somit musste die Ablaufsteuerung für die Ab-



**Bild 6-2:** Erweiterte Ablaufsteuerung der Abzugswalzenregelung mit realen Motormodell [JcL<sup>+</sup>08]

zugswalze im Schritt der *Ganzheitlichen Komposition* um einige Zustände erweitert werden (s. Bild 6-2). Der entscheidende Unterschied zur Ablaufsteuerung der *idealierten Komposition* ist die Ergänzung um die Zustände „**3. Gegenmoment\_Abzug**“ und „**4. Gegenmoment\_Bremsen**“. Im Folgenden wird die Bedeutung der sechs Zustände erläutert.

- 1. Standby:** Der Antrieb ist stromlos.
- 2. Abzug:** Wird eine Banknote angefordert, wird sie mittels Drehzahlregelung auf die Transportgeschwindigkeit der Banknoten beschleunigt.
- 3. Gegenmoment\_Abzug:** Sobald die Banknote die Transportwalze erreicht und die Abzugslichtschranke unterbrochen wird (Bild 6-1, rechts), wird mittels Stromregelung ein geringes Gegenmoment aufgeprägt. Sämtliche Reibungsmomente der Abzugswalze (Lager, Getriebe, Motor) bremsen die Abzugswalze zusätzlich, so dass die Sollwertvorgabe für das Gegenmoment um diese Reibungsmomente reduziert werden muss.
- 4. Gegenmoment\_Bremsen:** Sobald die Abzugswalze den Kontakt mit der abzuziehenden Banknote verliert, trifft sie auf die darunter liegende Banknote, was durch ein Absinken der Abzugswalzendrehzahl detektiert wird. Nun wird auf den Abzugs-

walzenantrieb der maximale Gegenstrom aufgeprägt, um die Abzugswalze so schnell wie möglich abzubremsen und ein Nachschieben der Nachfolgenote zu verhindern. Das aufgeprägte maximale Gegenmoment dient in diesem Zustand der Überwindung der Trägheitskräfte und verursacht hier kein Durchdrehen der Walze auf den Geldnoten.

- 5. Rückzug:** Sobald die Abzugswalze zum Stillstand kommt, wird auf die Winkelregelung umgeschaltet und ein Soll-Rückzugswinkel von  $\varphi_{soll} = 20^\circ$  eingeregelt. Dieser Rückzugswinkel entspricht einem translatorischen Rückzug der Geldnote um 2 cm. Zusätzlich wird der Maximalstrom auf  $I_{max} = 4 \text{ A}$  begrenzt, was umgerechnet etwa 80 % der möglichen Reibungskraft zwischen Abzugswalze und Geldnoten entspricht. Dadurch wird ein Durchdrehen der Abzugsrollen auf der Nachfolgenote verhindert. In diesem Zustand wirken alle Reibungsmomente des Abzugswalzenantriebs gegen das Rückzugsmoment, so dass sie dem maximalen Abzugsmoment  $I_{max}$  hinzugefügt werden müssen.
- 6. Bremsen:** Wird der gewünschte Rückdrehwinkel erreicht oder die Zeitschranke von  $\Delta t > 1 \text{ s}$  überschritten, so wird die Abzugswalze mittels Winkelregelung abgebremst, und der Prozess kann von Neuem ablaufen.

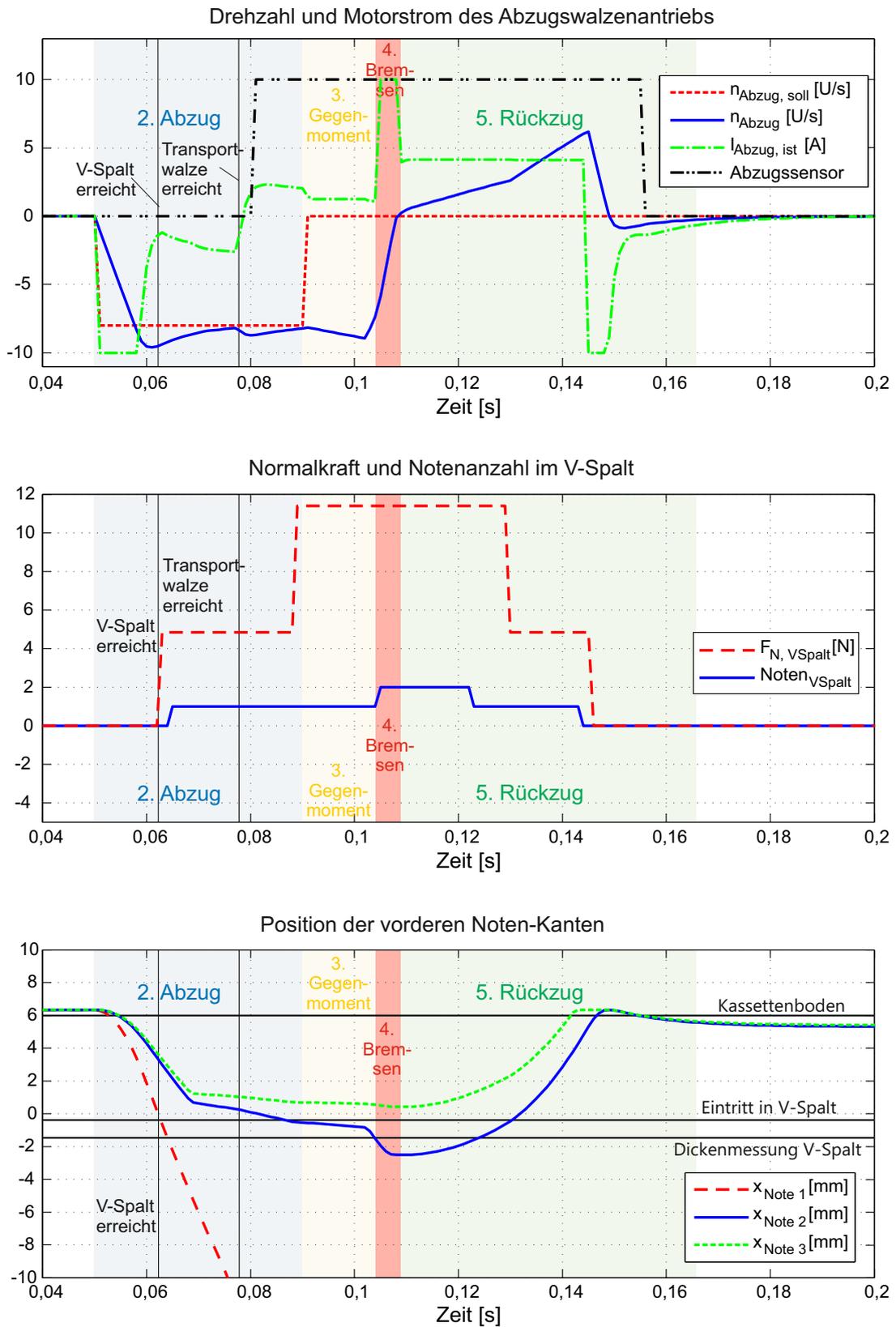
### 6.1.1 Simulationsergebnis zur Abzugswalzenregelung

In Bild 6-3 ist die Simulation des oben beschriebenen Vereinzelnvorgangs mit der neuen Abzugswalzenregelung dargestellt. Die Simulation und die Reglerauslegung des Abzugswalzenantriebs erfolgten am 1D-Ersatzmodell (s. Abschnitt 4.4) in *Matlab/Simulink*.

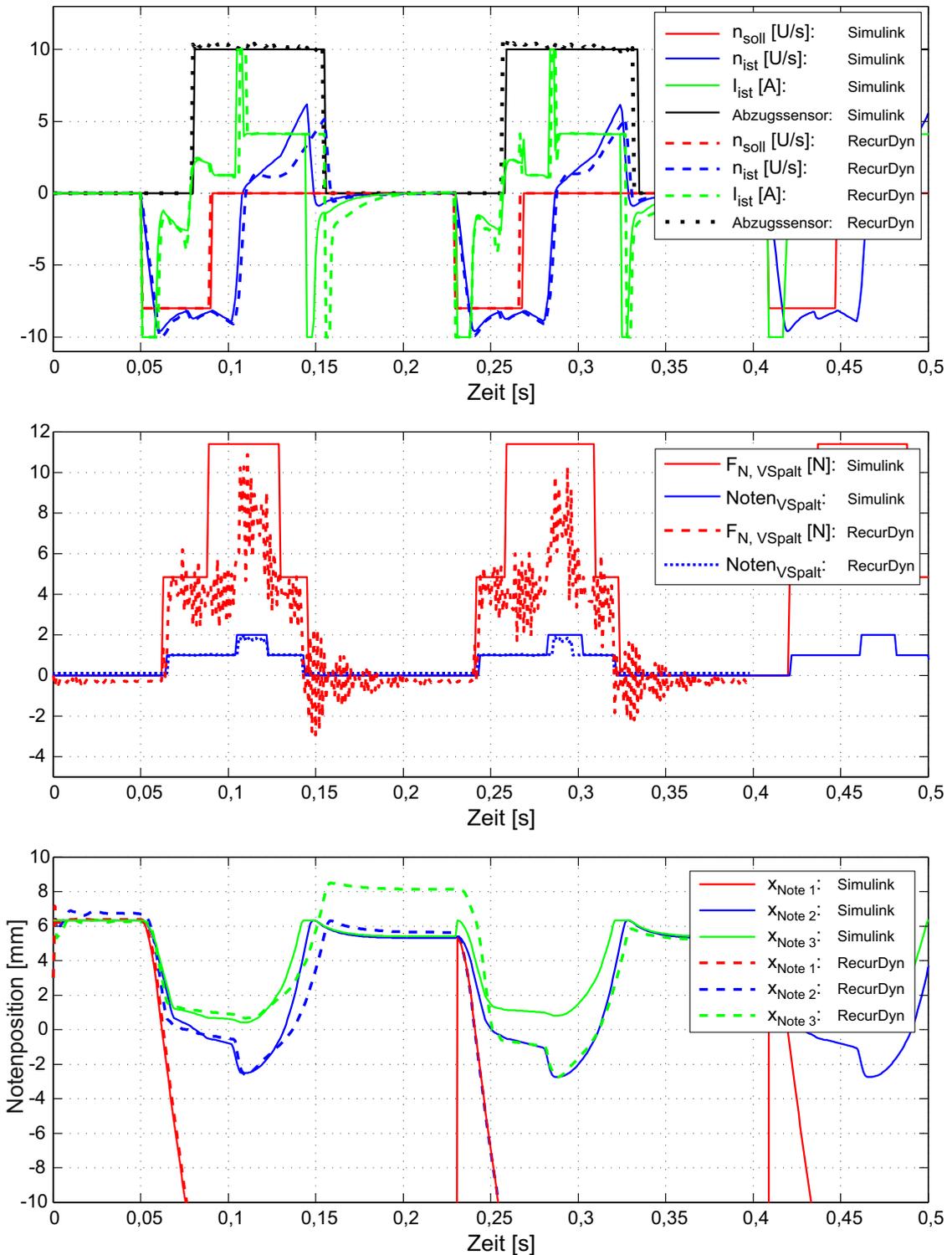
Die wichtigsten Zustände der Abzugswalzen-Ablaufsteuerung (Bild 6-2) sind zur besseren Orientierung farblich hinterlegt. Bei der Auslegung der Drehzahlregelung des Abzugswalzenantriebs während des Zustands „2. Abzug“ ist ein Überschwinger in der Drehzahl bewusst in Kauf genommen worden, um die maximale Dynamik des Antriebs auszunutzen. Kurz bevor die erste Notenkante den V-Spalt bei  $t = 0,062 \text{ s}$  erreicht, ist sie bereits auf Transportgeschwindigkeit beschleunigt worden ( $n_{Abzug} = n_{Abzug, soll}$ , s. Bild 6-3).

Beim Erreichen der Transportwalze erfährt die Banknote eine zusätzliche Beschleunigung, so dass der Motorstrom der Abzugswalze heruntergeregelt wird. Diese Information ist redundant zum Lichtschrankensignal an der Transportwalze (s. Abzugssensor) und könnte für eine zusätzliche Überwachung des Abzugsvorgangs genutzt werden.

Zehn Millisekunden nach Erreichen der Transportwalze wird mit dem Zustand „3. Gegenmoment“ auf die Stromregelung umgeschaltet. Trotz des aufgeschalteten Gegenstroms wird die Abzugswalze durch die vordere Banknote gleichförmig weitergedreht. Auf diese Weise wird zum Einen ein übermäßiger Schlupf zwischen der Banknote und



**Bild 6-3:** Simulation eines Vereinzeltungsvorgangs mit geregelter Abzugswalze am 1D-Simulink-Ersatzmodell



**Bild 6-4:** Simulationen eines Vereinzelungsvorgangs mit dem 2D-MKS-Modell (*RecurDyn*) und dem 1D-Ersatzmodell (*Simulink*)

der Abzugswalze verhindert, zum Anderen wird so das Ende der vorderen Banknote durch Einbrechen der Abzugswalzendrehzahl erkannt.

Aufgrund der relativ großen Drehträgheit der Abzugswalze samt ihres Antriebs wird sie nur sehr langsam abgebremst, was zum Nachschieben der Nachfolgenote in den V-Spalt führt (s.  $x_{Note2}$  im unteren Plot). Folglich wird bereits beim Erkennen der Drehzahlverringering mit dem Zustand „4. Bremsen“ bis zum Walzenstillstand der maximale Bremsstrom aufgeprägt. So wird die Nachfolgenote um lediglich 2 mm in den V-Spalt geschoben, was weniger als 20 % des Gesamtwegs bis zur Transportwalze entspricht.

Beim anschließenden Rückzug der Nachfolgenote aus dem V-Spalt wird die Abzugswalze um  $30^\circ$  zurückgedreht, was einem Notenrückzug um ca. 7 mm entspricht. Auch hier wird ein Durchdrehen der Abzugswalze durch Begrenzung des Motorstroms verhindert. Da der Abzugswalzenantrieb beim Notenrückzug gegen die Reibungskräfte im Antrieb und in den Lagern arbeiten muss, beträgt der Rückzugsstrom das Dreifache des Gegenmoment-Stroms in Zustand 3. Deutlich ist die Beschleunigung der Rückzugsdrehzahl nach dem Verlassen des V-Spalts zu erkennen.

### 6.1.2 Validierung am 2D-MKS-Modell

Die am 1D-Ersatzmodell synthetisierte Abzugswalzenregelung wurde mittels Co-Simulation mit dem 2D-MKS-Modell in RecurDyn simuliert, um die Ergebnisse zu validieren. Der Vergleich der Simulationsergebnisse bestätigt, dass das 1D-Ersatzmodell trotz der starken Vereinfachungen und der geringen Modellierungstiefe sehr gut zur Reglerauslegung beim Vereinzlungsvorgang geeignet ist (Bild 6-4). Daher wird die weitergehende Reglersynthese nur noch auf Grundlage des 1D-Ersatzmodells durchgeführt.

## 6.2 Konzept zur Adhäsionskraftschätzung zwischen Polymernoten

Neben den üblichen Banknoten aus Papier- oder Baumwollmaterial (z. B. €-Noten) werden vor allem in tropischen und subtropischen Ländern (etwa in Australien, Bangladesch, Brasilien, Indonesien, Neuseeland, Rumänien, Vietnam usw.) Polymernoten verwendet. Diese Banknoten bestehen aus biaxial gerecktem Polypropylen (BOPP), das den Vorteil einer längeren Lebensdauer hat, und werden somit in immer mehr Ländern eingesetzt. Zusätzlich erhalten sie viele Sicherheitsfunktionen, die mit Papiernoten nicht möglich sind und ihre Fälschungssicherheit erhöhen [ECC05].

Insbesondere in Verbindung mit feuchtem Klima bereiten Polymernoten in Geldausgabautomaten allerdings Probleme, da sich durch auskondensierte Feuchtigkeit Adhäsionskräfte zwischen den Noten bilden, welche die Reibung, die im Normalfall durch die

Walzen eingebracht wird, bei weitem übersteigen können (s. Abschnitt 5.5.2). Abhilfe könnte durch eine Erhöhung der Reibkraft zwischen Gegenlaufwalze und Geldnoten geschaffen werden, wie die Schlussfolgerung aus den Reibungsmessungen an feuchten Polymernoten belegt (Bild 5-11 auf Seite 112). Diese Erhöhung der Reibkraft kann durch eine gezielte Verengung des V-Spalts (Achsabstand zwischen Treibwalze und Gegenlaufwalze) umgesetzt werden. Diese Verengung ist jedoch mit erhöhten Beanspruchungen der Maschine und der Banknoten verbunden. Erschwerend kommt hinzu, dass die Normalkräfte nicht nur vom Walzenabstand und der Banknotendicke, sondern aufgrund der verschränkten Rollen im V-Spalt auch vom E-Modul der Banknoten abhängig sind (Bild 5-4 auf Seite 102). Allerdings kann angenommen werden, dass die Reibverhältnisse sich innerhalb eines Notenstapels nicht allzu rasch ändern, so dass eine Prädiktion aufgrund aktueller Reibverhältnisse sinnvoll ist.

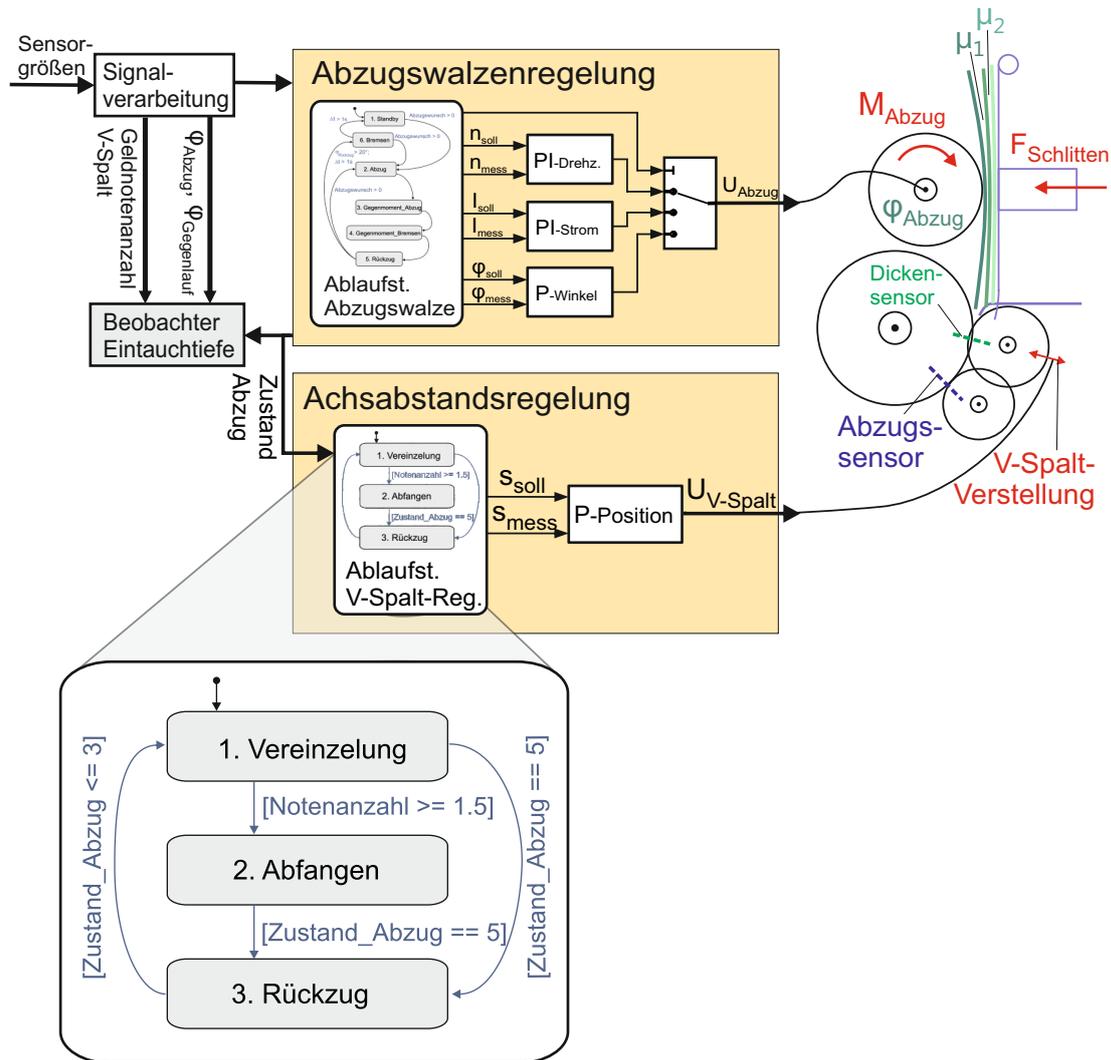
Folglich wird eine Strategie benötigt, die nach jedem erfolgreichen Vereinzelungsvorgang beurteilen kann, wie sicher oder kritisch dieser gewesen ist, um die Normalkraft für die zukünftigen Vereinzelungsvorgänge richtig einzustellen.

Die Grundidee der Reibungsschätzung zwischen zwei Geldnoten besteht darin, die Verschränkung des V-Spalts zu erhöhen, sobald mehr als eine Geldnote in den V-Spalt eintritt – was durch eine zusätzliche Sensorik erfasst werden muss. Diese V-Spalt-Verengung muss dabei kontinuierlich innerhalb von 10 ms erfolgen, da die Geldnoten innerhalb dieser Zeit von der Gegenlaufwalze bis zur Transportwalze gelangen. Auf diese Weise steigt auch die Normalkraft zwischen den Banknoten und den V-Spalt-Rollen kontinuierlich an, bis die zusammenhaftenden Geldnoten schließlich getrennt werden. Je größer die Haftkraft zwischen den Geldnoten, desto größer ist die zur Trennung erforderliche Normalkraft und desto weiter rutscht die Folgenote in den V-Spalt hinein.

Damit genügt es, zu beobachten, wie weit die Nachfolgenote in den V-Spalt gerutscht ist, um eine Abschätzung der Haftkraft zwischen den entsprechenden Noten zu erhalten. Im Zusammenspiel mit der Abzugswalzenregelung lässt sich diese Information über den Rückdrehwinkel der Abzugsrolle beim Zurückziehen der Nachfolgenote aus dem V-Spalt gewinnen.

### 6.2.1 Regelung des V-Spalts

Zur modellbasierten Umsetzung des Konzepts zur Reibkraftschätzung der Geldnoten im V-Spalt wurde das 1D-Ersatzmodell des Vereinzelungsmoduls um eine Aktorik zur V-Spalt-Verstellung und um einen Dickensensor zur Erfassung der Notenzahl im V-Spalt erweitert. Die Dynamik der geregelten V-Spalt-Verstellung wurde auf eine maximale Rollen-Eintauchtiefe von  $s_{V-Spalt,max} = 1 \text{ mm}$  und eine Bandbreite von 100 Hz ausgelegt.



**Bild 6-5:** Strukturbild der V-Spalt-Regelung mit dem Beobachter der Eintauchtiefe des Nachfolgescheins

Die Sollgrößen der V-Spalt-Regelung werden über eine spezielle Ablaufsteuerung erzeugt, die mit der Abzugswalzenregelung gekoppelt ist. In Abhängigkeit der Zustände der Abzugswalzenregelung werden drei Zustände der V-Spalt-Regelung angesteuert, mit jeweils unterschiedlichen Sollgrößen für die V-Spalt-Verstellung (Bild 6-5):

- 1. Vereinzlung:** Im Normalbetrieb des Geldnotenvorschubs wird die in Serien-Bankautomaten eingestellte Rollenverschränkung von  $s_{V-Spalt} = 0,4 \text{ mm}$  eingeregelt.
- 2. Abfangen:** Der Abfangzustand wird aktiviert, wenn 2 oder mehr Scheine in den V-Spalt eintreten und ein Doppelabzug droht. Hier wird der Achsabstand innerhalb der nächsten 10 ms verringert, um den mitgezogenen Schein abzustreifen. Die

kontinuierliche Verengung des V-Spalts dient ferner zur Schätzung der Haftkraft zwischen den beiden Noten im V-Spalt.

- 3. Rückzug:** Beim Notenrückzug durch die Abzugswalze wird der V-Spalt geöffnet, um den Notenrückzug zu erleichtern.

### 6.2.2 Beobachtung der Eintauchtiefe des Nachfolgescheins

Die Eintauchtiefe des Nachfolgescheins in den V-Spalt steht im Zusammenhang mit der Adhäsionskraft zwischen diesen beiden Noten. Zur Beobachtung der Eintauchtiefe des Nachfolgescheins wurden modellbasiert zwei redundante Konzepte analysiert:

- Erfassung der Eintauchtiefe über den Rückdrehwinkel der Abzugswalze
- Erfassung der Eintauchtiefe über den Rückdrehwinkel der Gegenlaufwalze

Neben der indirekten Schätzung der Adhäsionskraft zwischen den Geldnoten im V-Spalt liefert die Eintauchtiefe des Nachfolgescheins direkt auch ein Maß für die „Sicherheitsreserve“ des aktuellen Vereinzeltungsvorgangs vor einem Doppelabzug. Taucht die Nachfolgenote um mehr als  $x_{Eintauch, krit.} = 10$  mm hinter den V-Spalt ein, wird sie von der Transportwalze erfasst, so dass ein Doppelabzug nicht mehr verhindert werden kann.

**Ermittlung der Eintauchtiefe über die Abzugswalze:** Die Abzugswalzenregelung erfüllt beim Geldnotenrückzug die Voraussetzung, dass die Abzugswalze nicht auf den Geldnoten durchrutscht. Lediglich die Abbruchbedingung des Notenrückzugs (Bild 6-2) erfolgt nun nicht nach einem fest vorgegebenen Rückdrehwinkel, sondern nach dem Verlassen des V-Spalts – was über den Dickensensor im V-Spalt detektiert wird. Dennoch ist diese Beobachtung nicht immer unproblematisch, da der Rückzug aufgrund der Variation der Schlittenandruckkraft in der Geldnotenkassette und aufgrund des begrenzten Rückzugsmoments manchmal länger dauert, als die erste Note im V-Spalt verweilt. Diese Fälle wurden in der Abzugswalzensteuerung im Rahmen der *Ganzheitlichen Komposition* berücksichtigt.

**Ermittlung der Eintauchtiefe über die Gegenlaufwalze:** Die Gegenlaufwalze ist in Transportrichtung der Geldnoten gesperrt, verfügt aber über einen Freilauf in die Rückzugsrichtung. Im Seriengerät wird nach jedem Geldnotenabzug die Gegenlaufwalze aktiv um einige Grad zurückgedreht, um eine gleichmäßige Abnutzung der Gegenlaufrollen zu gewährleisten. Die modellbasierte Analyse des geregelten Abzugsvorgangs hat gezeigt, dass die Gegenlaufwalze durch den Rückzug der Nachfolgenoten auch ohne diese Aktorik zurückgedreht wird, sofern der V-Spalt beim Notenrückzug auf eine Rollenverschränkung von  $s_{V-Spalt, Rückzug} \geq 0,1$  mm eingeregelt wird. Gleichzeitig liefert die Sensierung des Rückdrehwinkels der Gegenlaufwalze direkt die Information über den Rückzugsweg der Nachfolgenote.

Die Berechnung der Rückdrehwinkel der Abzugswalze und der Gegenlaufwalze erfolgt innerhalb des Abzugswalzenreglers in dem Block „*Beobachter Eintauchtiefe*“ (Bild 6-5). Damit der Winkel für jeden Vereinzelungsvorgang separat berechnet werden kann, wird während des Abzugsvorgangs aus der Geldkassette (*Zustand 3: „Anreiben“* in der Abzugswalzenregelung) der Rückdrehwinkel auf Null gesetzt. Nach Ermittlung der Eintauchtiefe des Nachfolgescheins wird diese für die V-Spalt-Adaption aufbereitet, indem die maximale Eintauchtiefe so lange gespeichert wird, bis der darauf folgende Vereinzelungsvorgang abgeschlossen ist. Die so ermittelte Maximaleintauchtiefe wird anschließend für die V-Spalt-Adaption verwendet (Bild 6-9). Der Vergleich der redundanten Information über den Rückzugsweg der Nachfolgenote kann zur Absicherung der Regelung genutzt werden. Beispielsweise lässt sich ein Durchdrehen der Abzugswalze auf den Geldnoten beim Rückzug sofort detektieren.

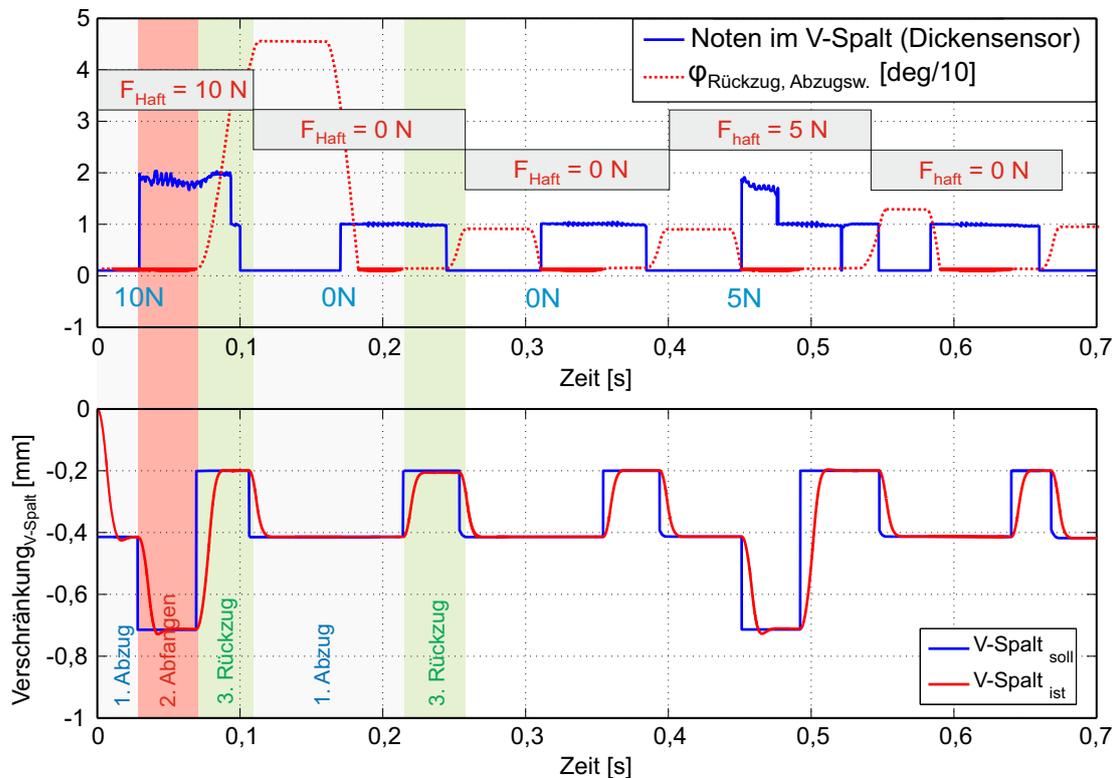
### 6.2.3 Simulationsergebnisse

Die Simulation von fünf Vereinzelungsvorgängen mit Adhäsionskräften zwischen den ersten beiden und den letzten beiden Noten von  $F_{Haft,1-2} = 10\text{ N}$  und  $F_{Haft,4-5} = 5\text{ N}$  (Bild 6-6) bestätigt den Zusammenhang zwischen der Adhäsionskraft und der Eintauchtiefe der Nachfolgenote in den V-Spalt. Der obere Plot zeigt den Rückdrehwinkel der Abzugswalze nach einem erfolgten Notenabzug und die über den Dickensensor erfasste Notenanzahl im V-Spalt. Im unteren Plot sind die Soll- und die Ist-Größen der Rollenverschränkung im V-Spalt aufgezeichnet. Unter der Wirkung der Adhäsionskräfte werden zwei Noten gleichzeitig in den V-Spalt gedrückt, woraufhin der Zustand „*2. Abfangen*“ aktiviert und die Rollenverschränkung zugestellt wird. Der anschließende Rückzug der Nachfolgenote gibt Aufschluss über die vorhandene „*Sicherheitsreserve*“ des jeweiligen Vereinzelungsvorgangs und steht im Zusammenhang mit den vorgegebenen Adhäsionskräften zwischen den Noten.

## 6.3 Iterative Adaption der V-Spalt-Regelung

Die Eintauchtiefe des Nachfolgescheins hinter den V-Spalt gibt Aufschluss darüber, wie viel „*Sicherheitsreserve*“ ein erfolgreicher Vereinzelungsvorgang vor einem Doppelabzug gehabt hatte. Je weiter der Nachfolgeschein hinter die Gegenlaufwalze rutscht, desto geringer wird die Sicherheitsreserve vor einem ungewollten Doppelabzug. Gleichzeitig liefert die Eintauchtiefe des Nachfolgescheins auch indirekt Aufschluss über die Reibungs- und die Haftkräfte zwischen den vereinzelt Geldnoten. Diese Information der Eintauchtiefe soll nun genutzt werden, um die Verschränkung des V-Spalts iterativ an die vorliegenden Geldnoteneigenschaften zu adaptieren.

Nach einer kurzen Einführung in die Funktionsweise von iterativ lernenden Steuerungsstrukturen und ihrer Abgrenzung zu adaptiven Reglerstrukturen wird das im Rah-



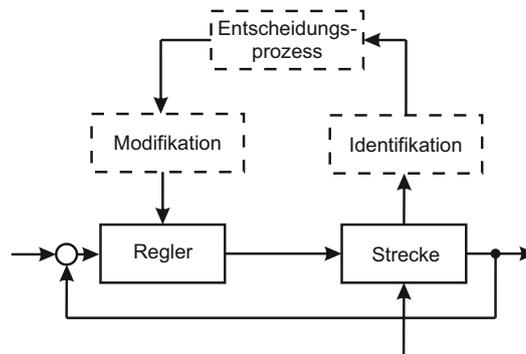
**Bild 6-6:** Rückdrehwinkel  $\varphi_{\text{Rückzug, Abzugsw.}}$  der Abzugswalze bei Vereinzlungsvorgängen mit unterschiedlichen Adhäsionskräften zwischen den Noten:  $F_{\text{Haft}, 1-2} = 10 \text{ N}$ ,  $F_{\text{Haft}, 2-3} = 0 \text{ N}$ ,  $F_{\text{Haft}, 3-4} = 0 \text{ N}$ ,  $F_{\text{Haft}, 4-5} = 5 \text{ N}$  (Simulation am 2D-MKS-Modell)

men dieser Arbeit entwickelte Konzept zur *iterativ lernenden V-Spalt-Regelung* erläutert und mit Simulationsergebnissen belegt.

### 6.3.1 Allgemeines Funktionsprinzip einer iterativ lernenden Regelung

Eine „*Iterativ Lernende Regelung*“ (Iterative Learning Control: ILC) basiert auf der Auffassung, dass die Leistungsfähigkeit eines geregelten Systems, das mehrfach dieselbe Aufgabe ausführt, durch das Lernen von den vorherigen Berechnungen gesteigert werden kann. Wenn z. B. ein Basketball-Spieler mehrmals einen Ball aus derselben Position auf einen Korb wirft, kann er seine Trefferquote durch dieses Training sukzessive erhöhen. Dieses konvergierende Muskel-Bewegungsprofil ist das Ergebnis einer Steuerung, die durch Wiederholung und Lernen immer weiter verbessert wurde [BTA06, S. 96].

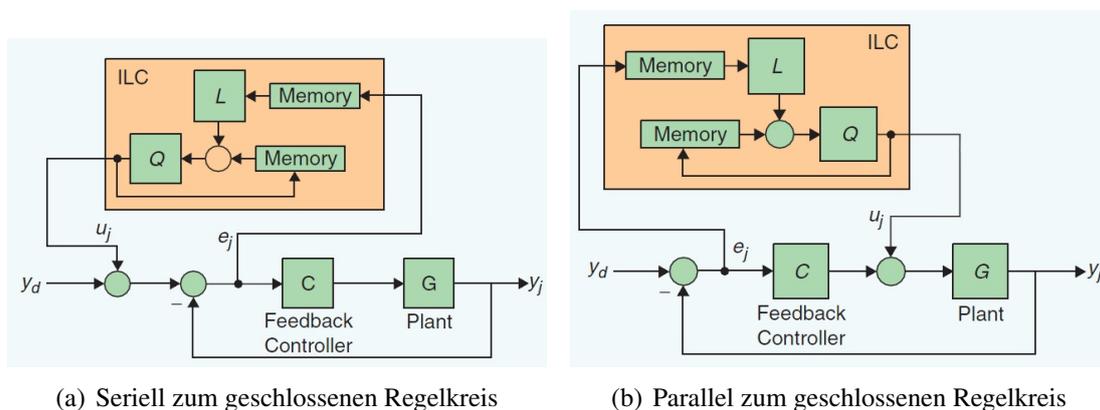
Im Gegensatz dazu erzielt ein nichtlernender Regler bei solchen sich wiederholenden Aufgaben bei jedem Durchlauf den gleichen Regelfehler, obwohl die Regelfehler der



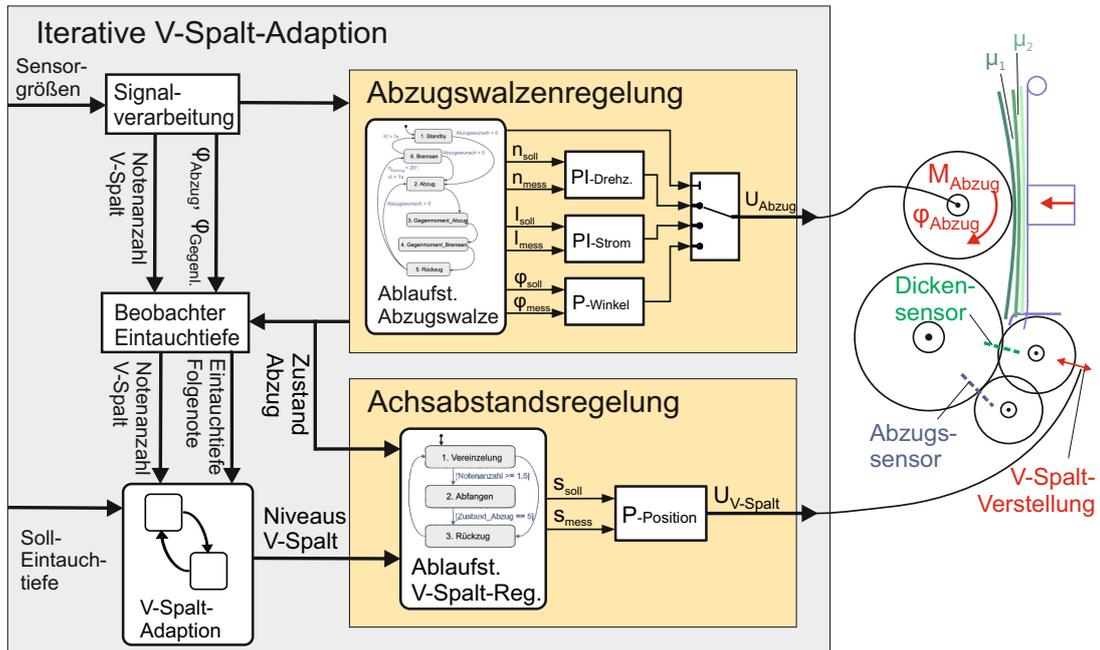
**Bild 6-7:** Struktur eines adaptiven Regelungssystems [Web71]

vorherigen Iterationen nützliche Zusatzinformationen enthielten. Das Ziel einer ILC ist es, die Leistungsfähigkeit des geregelten Systems durch Einbeziehung der Fehlerinformationen der vorherigen Iterationen zu steigern.

Die ILC unterscheidet sich von anderen lernbasierten Verfahren, wie z. B. der *adaptiven Regelung*, und den *neuronalen Netzen*. Während adaptive Regelstrategien die Reglerparameter anpassen und damit den Regelkreis verändern (Bild 6-7), verändert die ILC den eigentlichen Regler nicht, sondern überlagert ihn. Die ILC gibt es in zwei Ausprägungen: in der seriellen Struktur wird die Sollgröße des Regelkreises mit dem ILC-Anteil überlagert (Bild 6-8(a)), während in der parallelen Struktur die Stellgröße des Reglers durch die ILC überlagert wird (Bild 6-8(b)). Die ILC ändert ihre Stellgröße im Gegensatz zum konventionellen Regelkreis nicht kontinuierlich, sondern iterativ in langsameren Zyklen. Innerhalb einer Iteration bleibt ihre Stellgröße konstant, so dass man die ILC in der Praxis oftmals mit einer konventionellen Regelung kombiniert.



**Bild 6-8:** Architekturbeispiele einer Iterativ lernenden Steuerung mit unterlagertem Regler [BTA06, S. 107]

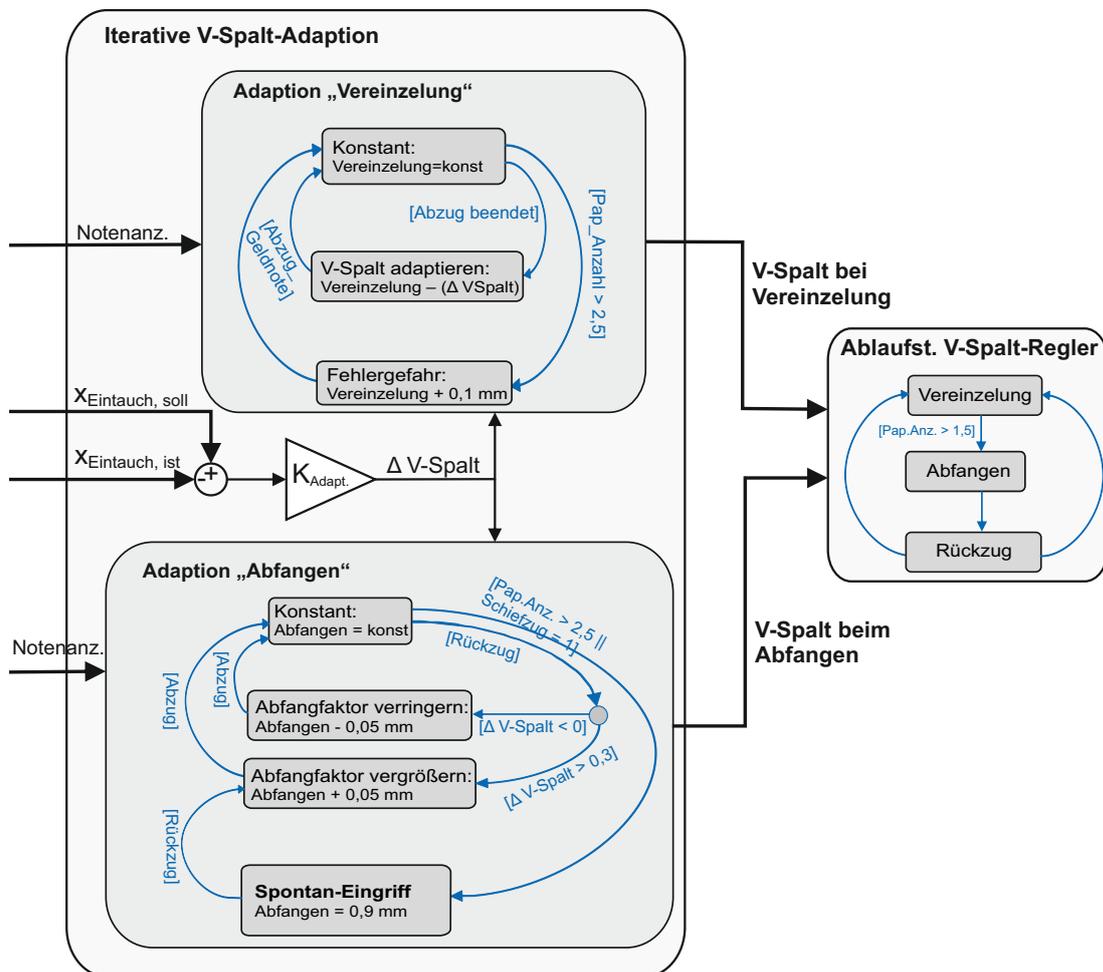


**Bild 6-9:** Strukturbild der vollständigen Regelstrategie für das Vereinzelungsmodul mit iterativ lernender V-Spalt-Einstellung

Hierbei existieren die beiden Möglichkeiten, Lern- und Regelgesetz entweder in Reihe oder parallel wirken zu lassen [RK07]. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird die serielle Kombination von ILC und unterlagerter Regelung verwendet (Bild 6-8(a)). Diese Struktur ermöglicht die Verwendung der bereits in Bild 6-5 auf Seite 131 aufgezeigten V-Spalt-Regelung.

### 6.3.2 Anwendung auf die V-Spalt-Regelung

In Anwendung der iterativ lernenden Regelung auf die Regelung des V-Spalts wird die bereits im vorherigen Abschnitt beschriebene V-Spalt-Regelung (Bild 6-5 auf Seite 131) aus der „*iterativen V-Spalt-Adaption*“ mit Sollwerten für die beiden V-Spalt-Niveaus „1. Vereinzeln“ und „2. Abfangen“ versorgt (Bild 6-9). Die Hauptinformation für die „*Iterative V-Spalt-Adaption*“ bildet die Differenz aus der beobachteten Eintauchtiefe des Nachfolgescheins in den V-Spalt und der vorgegebenen Soll-Eintauchtiefe. Diese Differenz wird mit dem Faktor  $K_{Adapt}$  multipliziert, um die Empfindlichkeit der iterativen Adaption auf Änderungen einzustellen. Darüber hinaus wird die Anzahl der im V-Spalt befindlichen Papiere für die Adaption verwertet; diese wird aus der Messung der Papierdicke im V-Spalt ermittelt. In den folgenden beiden Abschnitten werden die beiden Blöcke der V-Spalt-Adaption „*Vereinzeln*“ und „*Abfangen*“ näher erläutert.



**Bild 6-10:** Gesamtdarstellung der iterativen Steuer- und Adaptionstrategie der V-Spalt-Vereinstellung [JcLT10]

### Iterative Adaption der Sollgröße „Vereinzelnung“

Das Statechart „Adaption Vereinzelnung“ realisiert das iterative Lernen der Sollgröße für das reguläre V-Spalt-Niveau „Vereinzelnung“, das eingeregelt wird, solange sich die Abzugswalzenregelung im Zustand des Geldnotenabzugs befindet. Die iterative Anpassung dieser Größe geschieht relativ langsam, indem der Lernprozess vorwiegend auf die Eintauchtiefe der Nachfolgenote nach bereits erfolgter Vereinzelnung reagiert. Lediglich bei Fehlergefahr – wenn mehr als zwei Geldnoten in den V-Spalt eintreten – wird das V-Spalt-Niveau „Vereinzelnung“ unabhängig von der Eintauchtiefe angehoben. Die Adaption der Größe „Vereinzelnung“ erfolgt nur einmal pro Vereinzelnungszy-

klus, da die Information über die Eintauchtiefe des Nachfolgescheins erst nach einem erfolgreichen Vereinzelnungsvorgang vorliegt.

### Iterative Adaption der Sollgröße „Abfangen“

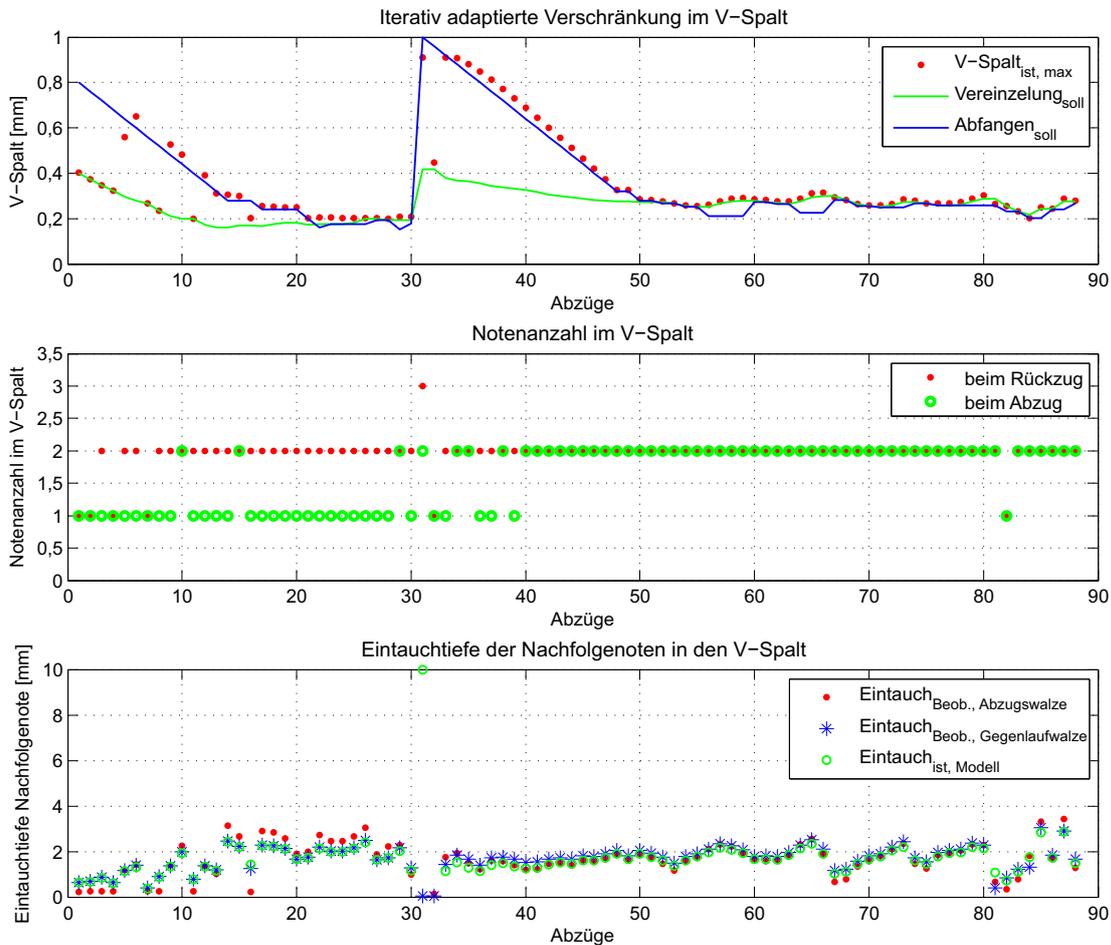
Das Statechart „Adaption Abfangen“ lernt die Sollgröße für das V-Spalt-Niveau „Abfangen“, das eingeregelt wird, sobald zwei Geldnoten gleichzeitig in den V-Spalt eintreten. Das V-Spalt-Niveau „Abfangen“ soll auf schnelle Änderungen in den Reibungsverhältnissen zwischen den Geldnoten reagieren, sich bei normalem Betrieb aber sukzessive an das Niveau des Zustands „Vereinzelnung“ annähern. Folglich reagiert die Adaption der Abfangzustellung in erster Linie auf die Notenanzahl im V-Spalt, da diese Information nicht erst nach einem erfolgreichen Abzug vorliegt (wie etwa die Eintauchtiefe des Nachfolgescheins), sondern kontinuierlich in Echtzeit. Tauchen mehr als zwei Geldnoten in den V-Spalt ein, wird schlagartig die maximale V-Spalt-Verschränkung ( $s_{V-Spalt} = 0,9 \text{ mm}$ ) eingeregelt, um einem Doppelabzug entgegenzuwirken.

### 6.3.3 Simulationsergebnisse am 1D-Simulink-Modell

In Bild 6-11 ist die Simulation von knapp 90 Vereinzelnungsvorgängen mit der iterativ lernenden V-Spalt-Regelung dargestellt. Zwischen den ersten 29 Geldnoten gibt es keine Adhäsionskraft, während ab der 30. Note eine konstante Adhäsionskraft von  $F_{Adhäsion} = 3 \text{ N}$  zwischen den Geldnoten vorliegt. Der Übersichtlichkeit halber ist die Simulation nicht kontinuierlich über der Zeit aufgetragen, sondern pro Vereinzelnungsvorgang ist jeweils ein ausgewerteter repräsentativer Wert aufgezeichnet.

Der untere Plot zeigt die Eintauchtiefe der Nachfolgenoten in den V-Spalt – jeweils beobachtet über die Abzugs- und die Gegenlaufwalze und die reale maximale Eintauchtiefe aus dem Modell. Alle drei Werte stimmen sehr gut überein und bilden eine gute Grundlage für die V-Spalt-Adaption. Der obere Plot zeigt für jeden Vereinzelnungsvorgang die iterativ eingelernten Soll-Vorgaben für die V-Spalt-Niveaus der Zustände „Vereinzelnung“ und „Abfangen“. Zusätzlich sind die während eines Vereinzelnungsvorgangs tatsächlich eingeregelteten Maximalwerte des V-Spalts durch Punkte eingetragen. Der mittlere Plot zeigt pro Vereinzelnungsvorgang jeweils die Maxima der Anzahl der Noten im V-Spalt. Da die Nachfolgenote oft erst beim Abbremsen der Abzugswalze kurzzeitig in den V-Spalt geschoben wird, sind die Notenanzahlen während des Abzugs und während des Rückzugs aufgetragen. Wirklich relevant ist die Notenanzahl im V-Spalt während des Abzugsvorgangs, weil nur innerhalb dieser Zeit die Gefahr eines Doppelabzugs besteht.

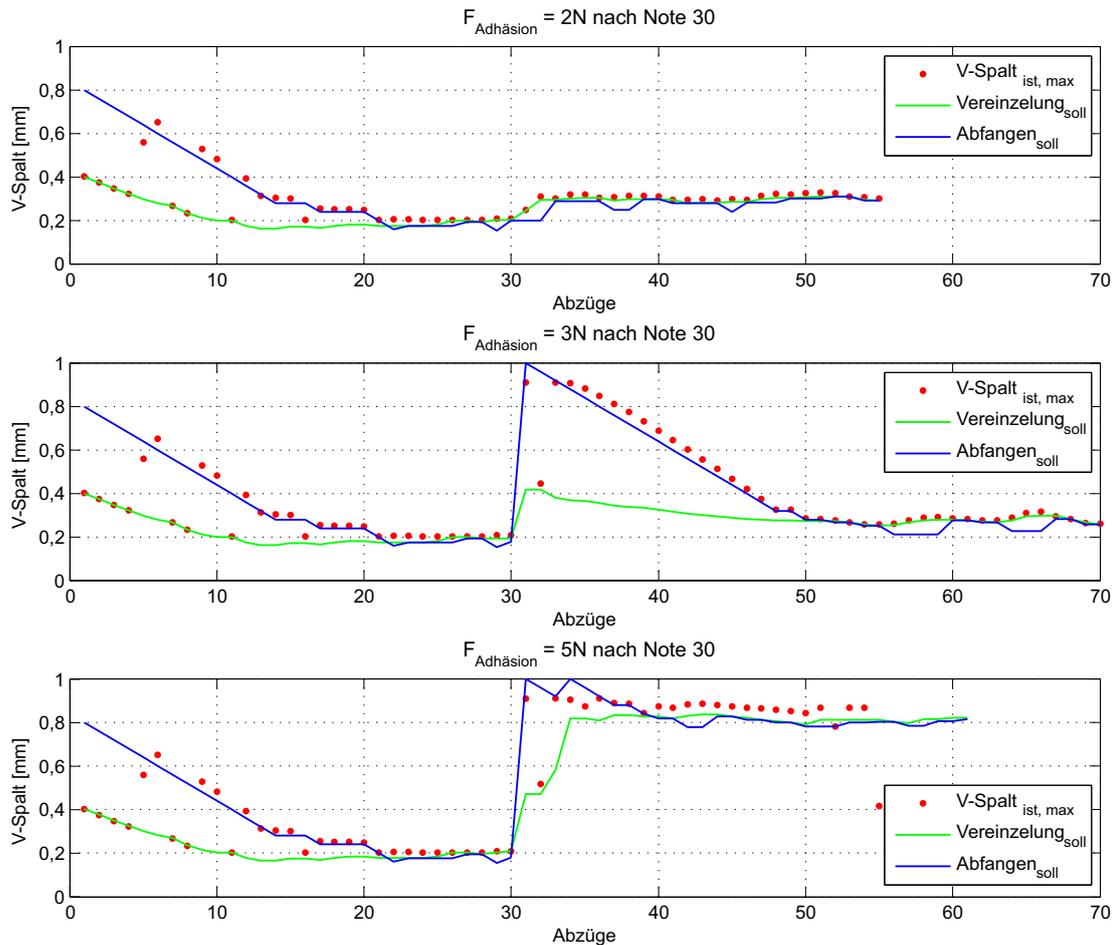
Der zyklische Lernvorgang bewirkt bei den Adhäsionskraft-freien Noten eine schnelle Verringerung des V-Spalts. Gleichzeitig erhöht sich die Eintauchtiefe der Nachfolgenoten, bis sie sich auf der Sollvorgabe von  $Eintauch_{soll} = 2,5 \text{ mm}$  einpendelt. Der 31. Abzug zieht 3 Noten gleichzeitig in den V-Spalt, was die schlagartige Erhöhung des



**Bild 6-11:** Simulation mit  $F_{Adhäsion} = 3\text{ N}$  ab der 30. Note: mit iterativ lernender V-Spalt-Regelung

Abfang-Niveaus auf den Maximalwert bewirkt. Dennoch kann bei diesem plötzlichen Sprung der Adhäsionskraft ein einmaliger Doppelabzug nicht verhindert werden. Im weiteren Verlauf nähert sich das Abfang-Niveau wieder dem Vereinzelungs-Niveau an, bis sich beide auf einen konstanten, aber höheren V-Spalt als im Adhäsionskraft-freien Fall einpendeln.

In Bild 6-12 sind Simulationen mit Adhäsionskräften von 2, 3 und 5 N zwischen den Scheinen 30 bis 70 aufgezeichnet. Zwischen den Scheinen 1 bis 29 gibt es keine Adhäsionskräfte. Die Abszisse zeigt die Anzahl der Geldnotenabzüge, die Ordinate die Rollenverschränkung der Treib- mit den Gegenlaufrollen im V-Spalt in mm. Allen Simulationen gemeinsam ist der zyklische Lernvorgang für die Adhäsionskraft-freien Noten. Hier sinkt die V-Spalt-Verschränkung auf den niedrigen Wert von  $s_{V-Spalt} = 0,2\text{ mm}$ , was mit geringer Reibung und dementsprechend geringem Verschleiß für Walzen und Geldnoten einhergeht.



**Bild 6-12:** Simulationsergebnisse bei unterschiedlichen Adhäsionskraft-Sprüngen nach der 30. Note

Beim Wechsel auf die untereinander haftenden Scheine erfolgt der Übergang bei der Adhäsionskraft von  $F_{\text{Adhäsion}} = 2\text{N}$  problemlos. Hier wird der V-Spalt auf die Verschränkung von 0,3 mm eingeregelt. Bei den beiden größeren Haftkräften ist zunächst ein deutlicher Überschwinger in dem V-Spalt-Niveau „Abfangen“ zu verzeichnen, der schnell auf Reibwertänderungen reagiert, um Doppelabzüge zu vermeiden. Im weiteren Verlauf nähert sich das V-Spalt-Niveau „Abfangen“ dem V-Spalt-Niveau „Vereinzelung“, und der V-Spalt pendelt sich insgesamt auf höheren Niveaus ein als bei den Vereinzelungen ohne Adhäsionskraft zwischen den Noten.

Die Simulationen zeigen, dass die iterative V-Spalt-Adaption wie gewünscht funktioniert, indem die V-Spalt-Zustellung sehr schnell auf plötzliche Haftkraftänderungen reagiert und sich bei konstanten Randbedingungen auf ein konstantes Niveau einlernt.

## 7 Realisierung des Regelungskonzepts am Prototypen

Zur Erprobung der modellbasiert entworfenen Regelstrategie für das Vereinzelungsmodul sollte diese auf einem Serien-Bankautomaten prototypisch realisiert werden. In diesem Kapitel wird eingangs die konstruktive Ausstattung des Vereinzelungsmoduls eines Serien-Bankautomaten mit der entsprechenden Aktorik und Sensorik für die Abzugs- und V-Spalt-Regelung vorgestellt. Dann wird die Umsetzung des vorgestellten Regelungskonzepts – bestehend aus der Abzugswalzenregelung und der iterativ lernenden V-Spalt-Regelung – im Zusammenspiel mit dem originalen Steuergerät des Serien-Bankautomaten gezeigt. Abschließend wird eine kleine Auswahl an Messergebnissen präsentiert und mit den Simulationsergebnissen verglichen.

### 7.1 Konstruktive Änderungen am Vereinzelungsmodul

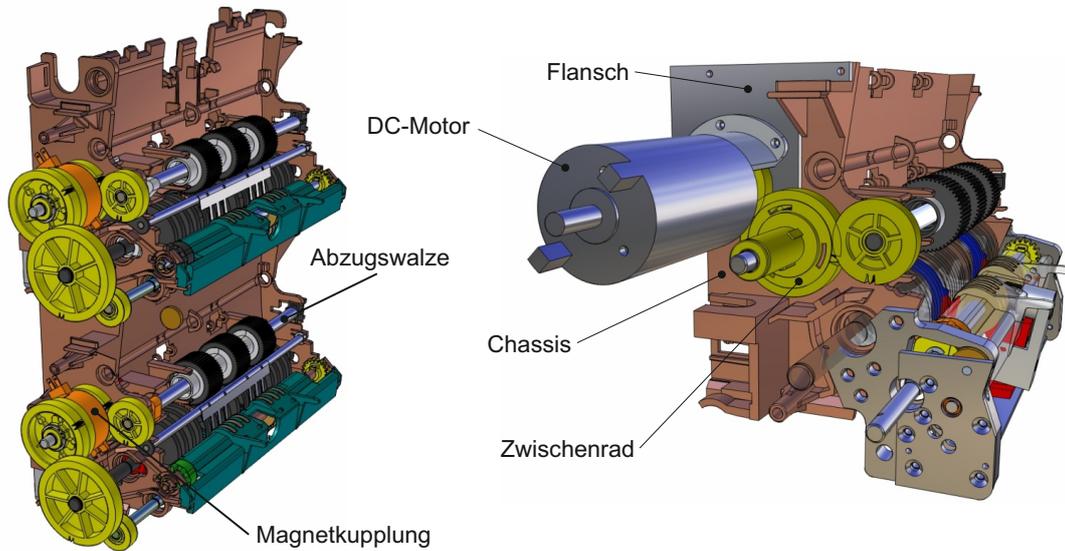
Bei der modellbasierten Analyse und der Ausarbeitung des Regelungskonzepts wurde die Anwendbarkeit auf das Serien-Vereinzelungsmodul berücksichtigt. Das bedeutet, dass sämtliche Walzen, die Kassette, die Geldnotenführungen sowie die Ankopplung an den Hauptantriebsstrang des Bankautomaten erhalten bleiben. Die konstruktiven Änderungen beschränken sich auf die folgenden Funktionen:

**Unabhängiger Antrieb der Abzugswalze:** Dafür wird die elektromagnetische Kupplung, welche die Abzugswalze an den Hauptantriebsstrang koppelt, durch einen geregelten DC-Motor ersetzt.

**Verstellung des V-Spalts:** Dafür wird ein Mechanismus konstruiert, der die Position der Gegenlaufwalze elektrisch verstellt. Zusätzlich werden zwei Hall-Sensoren zwischen die Rollen des V-Spalts zur Detektierung der Notenzahl verbaut.

#### 7.1.1 Abzugswalzenantrieb

Die Transport- und die Vereinzelungswalzen sämtlicher Vereinzelungsmodule eines Bankautomaten sind mechanisch miteinander verkoppelt und werden durch einen gemeinsamen DC-Motor zentral angetrieben. Die Abzugswalze wird während des Transports der Banknoten aus der Geldkassette über eine Magnetkupplung mit dem Gesamtantriebsstrang verkoppelt. Für den geregelten Antrieb der Abzugswelle ist jedoch ein separater Antrieb notwendig. Die Konstruktion und die Auswahl des Antriebsmotors beschreibt SPROCK in [Spr08].



**Bild 7-1:** links: Serien-Abzugsmodul mit Magnetkupplung, rechts: Abzugswalzenantrieb über einen DC-Motor [Spr08]

Der Antrieb wird durch einen Gleichstrommotor mit integriertem Tachogenerator realisiert. Dieser ist über einen Flansch direkt am Chassis des Abzugsmoduls montiert. Die Ritzel der Magnetkupplung werden weiterhin als mechanisches Übertragungselement genutzt, wodurch sich ein Übersetzungsverhältnis von  $i_{Abzug} = 1$  ergibt (Bild7-1 links).

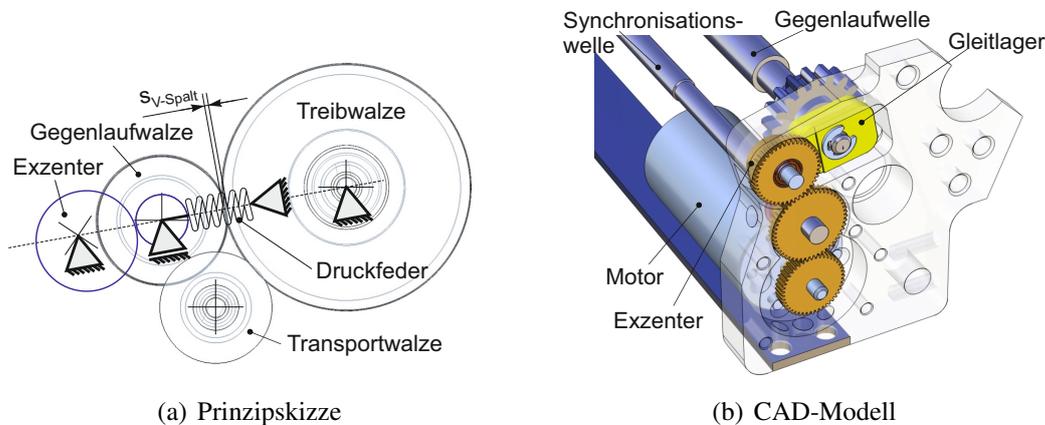
### 7.1.2 Verstellung des V-Spalts

Der V-Spalt ergibt sich durch die Verschränkung der Rollen der Gegenlaufwalze mit denen der Treibwelle. Der V-Spalt bildet eine zentrale Funktion des Vereinzlungsmoduls, indem hier eine Reibkraft auf die Banknoten aufgeprägt wird, um sie zu vereinzeln. Im Vereinzlungsmodul eines Serien-Bankautomaten ist er fest auf eine Verschränkung von  $s_{V-Spalt} = 0,45$  mm eingestellt.

Zur automatischen Verstellung des V-Spalts wird ein zusätzlicher Mechanismus benötigt, dessen Anforderungen sich aus den modellbasierten und messtechnischen Untersuchungen ergeben haben. Nach Klärung der Aufgabenstellung und der Anforderungen wurden verschiedene Lösungsvarianten hinsichtlich des Aufbaus der Verstellereinheit diskutiert. Ohne weiter darauf einzugehen, wird nun die realisierte Variante vorgestellt.

### Das Antriebskonzept der V-Spalt-Verstellung

Die Verstellung des V-Spalts könnte grundsätzlich durch verschiedene Kinematiken (wie z. B. Spindel- oder Schneckentriebe) erfolgen. Aufgrund des sehr begrenzten Bau-



**Bild 7-2:** Die Gestaltung der elektrischen V-Spalt-Verstellung

raums ist jedoch das Konzept eines Kurvenscheibengetriebes realisiert worden. Diese Kinematik erlaubt die Erfüllung der hohen Dynamik mit dem geringsten Aufwand.

Die Prinzipskizze und das CAD-Modell der realisierten V-Spalt-Verstellung sind in Bild 7-2 dargestellt. Die Wellenenden der Gegenlaufwalze sind in Linearführungen gelagert, während der Antrieb des Lagerblocks über eine Exzenter-Scheibe vom Elektromotor erfolgt. Der Kontakt des Gleitlagers mit der Exzenter-Scheibe wird durch eine Druckfeder sichergestellt. Die Drehmomentübertragung auf die gegenüberliegende Exzenter-Scheibe erfolgt über eine Synchronisierungswelle. Das Gesamt-Übersetzungsverhältnis der V-Spalt-Verstellung setzt sich aus dem konstanten Anteil des Stirnradgetriebes und dem nichtlinearen Anteil der Exzenter-Scheibe zusammen. Die nichtlineare Übersetzung der Rotationsbewegung des Motors in die translatorische Bewegung der Gleitlager wird über die folgende Gleichung beschrieben:

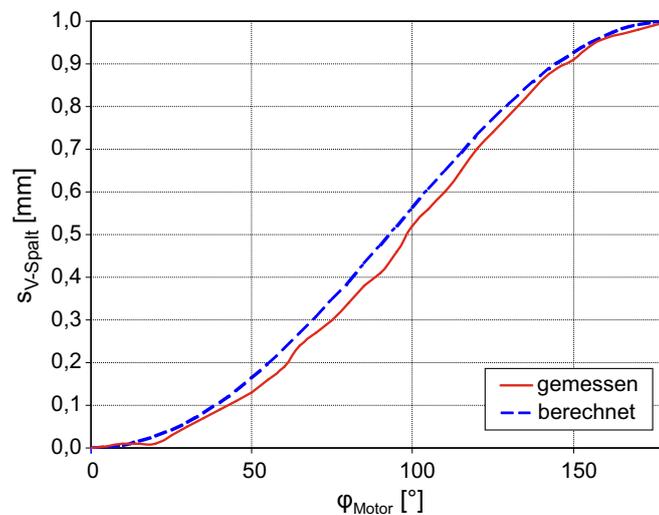
$$s_{V-Spalt} = e \cdot \cos(\pi - \varphi) - r + e - \sqrt{(e^2 \cdot \cos^2(\pi - \varphi) + r^2 - e^2)} \quad (7-1)$$

mit	$s_{V-Spalt}$ :	Verschränkung der Rollen	[mm]
	$e = 0,5$ mm :	Exzentrizität	[mm]
	$r = 5$ mm :	Exzenterradius	[mm]
	$\varphi$ :	Motor-Stellwinkel	[°]

Bild 7-3 stellt die gemessene und die berechnete Übersetzungen gegenüber. Die Abweichungen sind auf Fertigungsfehler der Exzenter-Scheibe zurückzuführen und werden in der Messsignalaufbereitung durch eine nichtlineare Kennlinie kompensiert.

### Dickenmessung der Geldnoten im V-Spalt

Sowohl der Eintrittszeitpunkt als auch die Anzahl der Banknoten im V-Spalt sind Informationen, die zur iterativ lernenden V-Spalt-Regelstrategie benötigt werden. Für die



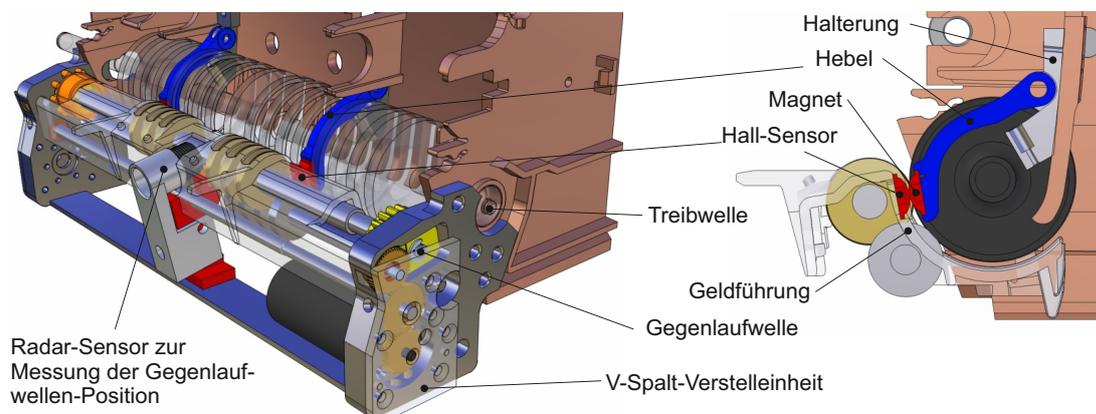
**Bild 7-3:** Übersetzungsverhältnis zwischen V-Spalt und Motorwinkel

Messung dieser Größen werden Hall-Sensoren eingesetzt, die bereits im Seriengerät zur Detektierung von Mehrfachabzügen verwendet werden. Größe und Bauform der Sensoren erlauben es, diese direkt in den V-Spalt zwischen den Rollen zu integrieren (Bild 7-4). Die Messeinheit setzt sich aus dem Hall-Sensor und einem Permanentmagneten zusammen. Die Sensoreinheit ist fest in die Geldführung integriert, während der passive Magnet über einen Hebel zwischen den Walzen der Treibrolle geführt wird. Eine Feder in der Hebelhalterung drückt den Magneten an die gegenüberliegende Sensoreinheit.

Die Hall-Sensoren liefern ein analoges Signal, das für eine zuverlässige Messung von bis zu drei Geldnoten-Dicken eine aufwändige Kompensation der Nichtlinearität erfordert. Die nichtlineare Kompensation erfolgt in der Messsignalaufbereitung und berücksichtigt dabei auch die Position der Gegenlaufwelle, die das Signal signifikant verfälscht. Zur Erfassung eines möglichen Geldnoten-Schiefzugs sind zwei Hall-Sensoren verbaut worden.

## 7.2 Umsetzung des neuen Regelungskonzepts

Das in Kapitel 6 beschriebene neue Regelungskonzept zur Optimierung des Vereinzeltungsvorgangs wurde mittels *Rapid-Control-Prototyping* (RCP) am Bankautomaten mit dem modifizierten Abzugsmodul umgesetzt. Das Serien-Steuergerät des Bankautomaten wurde dabei für die Steuerung des Gesamt-Automaten und zur Kundenkommunikation unverändert weiterverwendet. Das Serien-Steuergerät liefert über die Kuppelungsspannung auch die Soll-Vorgaben für die *dSPACE*-Echtzeithardware mit dem darauf laufenden neuen Regelungskonzept in einer Simulationsschrittweite von 10 kHz.



**Bild 7-4:** Erfassung der Notenanzahl im V-Spalt durch eine Dickenmessung mittels Hall-Sensoren

Wegen der einheitlichen Schnittstellendefinition zwischen dem Reglermodell und der Strecke kann dasselbe Reglermodell sowohl an den beiden Streckenmodellen unterschiedlicher Modellierungstiefe als auch in Echtzeit am realen Prototypen verwendet werden.

Die Inbetriebnahme des Prüfstands ist aufgrund der kaskadierten Struktur des Regelungskonzepts, der vielen Konfigurationsmöglichkeiten und der erforderlichen Referenzierungen der Encoder-Signale mit Unterstützung des Radarsensors, der die Position der Gegenlaufwelle misst (Bild 7-4), sehr aufwändig und fehleranfällig. Um dem entgegenzuwirken, wurde die Inbetriebnahme durch eine automatische Initialisierungsroutine benutzerfreundlich gestaltet. Die automatische Initialisierung wurde nach demselben Prinzip umgesetzt wie die Steuerung des automatischen Rollenprüfstands (Bild 5-15), weshalb hier auf ihre detaillierte Beschreibung verzichtet wird.

### 7.3 Messergebnisse mit Druckerpapier

Nach der vollständigen Realisierung der modellbasiert entwickelten Regelstrategie mit iterativer V-Spalt-Adaption wurden mit unterschiedlichen Noten-Materialien zahlreiche Vereinzelungen durchgeführt und ausgewertet. Insgesamt wurden mit dem realisierten Prototypen ca. zehn Notenkasstetten mit jeweils zwei- bis dreitausend Geldnoten vereinzelt. Die folgenden Abschnitte stellen einige Beispielmessungen vor, welche die erfolgreiche Umsetzung der modellbasiert entwickelten Regelung belegen sollen.

Nach dem Vergleich von Simulation und Messung mit der Abzugswalzenregelung beim V-Spalt-Standard-Niveau in Abschnitt 7.3.1 werden in Abschnitt 7.3.2 Dauerlaufmessungen mit unterschiedlichen V-Spalt-Niveaus dargestellt. Wie die Simulation belegen auch diese Messungen einen deutlichen Zusammenhang zwischen dem

V-Spalt-Niveau und der Eintauchtiefe der Nachfolgenote. Abschließend wird in Abschnitt 7.3.3 eine Beispielmessung mit der iterativen V-Spalt-Adaption präsentiert.

### 7.3.1 Abzugswalzenregelung

In Bild 7-5 ist eine Messung von zwei Vereinzlungsvorgängen kontinuierlich über der Zeit aufgetragen. Die gestrichelten Linien zeigen zum Vergleich die entsprechende Simulation am 2D-MKS-Modell (s. Bild 6-4 auf Seite 128). Die Darstellung der Messung erfolgt in Anlehnung an die in Abschnitt 6.1.1 auf Seite 126 beschriebene Simulation, so dass an dieser Stelle auf eine weitere Erklärung der Darstellung verzichtet wird.

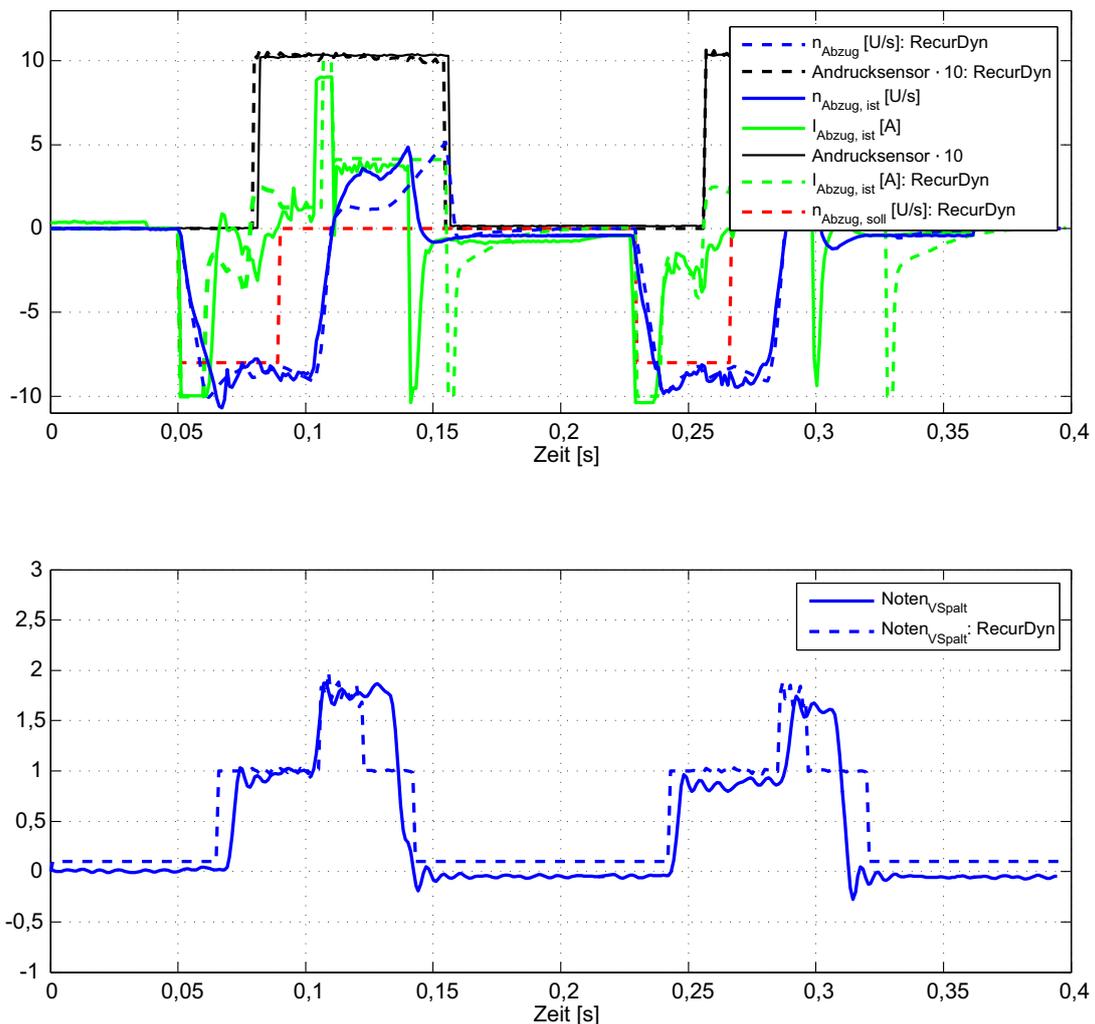
Neben dem Funktionsnachweis der Abzugswalzenregelung am realen Gerät zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen. Die Übereinstimmung der Dynamik der Abzugswalzenregelung in der Abzugsphase überrascht nicht, da diese bereits am Rollenprüfstand validiert worden ist. Auch das kurzzeitige Beschleunigen der Abzugswalze beim Eintritt der Geldnoten in die Transportwalze wird sehr genau wiedergegeben, ebenso das aktive Abbremsen der Abzugswalze, sobald die Vordernote sie verlassen hat. Größer wird der Unterschied zur Simulation im Bereich des Rückzugs der Nachfolgenote aus dem V-Spalt. An dieser Stelle muss allerdings berücksichtigt werden, dass selbst in der Simulation und noch mehr in den Messungen eine sehr große Streuung zu verzeichnen ist. Der Notenrückzug geschieht mit einem begrenzten Rückzugsmoment, um ein Durchrutschen der Abzugswalze zu verhindern. Gleichzeitig hängt der Widerstand beim Notenrückzug von zahlreichen Größen ab: von der Eintauchtiefe der Nachfolgenote, der V-Spalt-Zustellung, der Reibung zwischen den Geldnoten im V-Spalt, der Reibung zu den Nachfolgenoten in der Kassette und schließlich der Schlittenandruckkraft.

Zusätzliche Messergebnisse belegen auch, dass die Vereinzlung mit der geregelten Abzugswalze vergleichbar schnell geschieht, wie im Serienautomaten [JcL<sup>+</sup>08, Fig. 6]. Ebenso konnte messtechnisch nachgewiesen werden, dass die Gegenlaufwalze durch den Notenrückzug im Bereich von ca. 10° pro Notenabzug zurückgedreht wird und so eine gleichmäßige Beanspruchung der Gegenlaufrollen gewährleistet ist.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Abzugswalzenregelung auch am realen Prototypen umgesetzt und erfolgreich getestet werden konnte. Bereits die Abzugswalzenregelung allein erbringt schon einen erheblichen Vorteil für den Vereinzlungsvorgang, indem an zwei Stellen der Verschleiß der Geldnoten verringert wird:

- im V-Spalt: durch den Wegfall des Rückhaltekamms und
- an der Abzugswalze: durch die Momentenregelung.

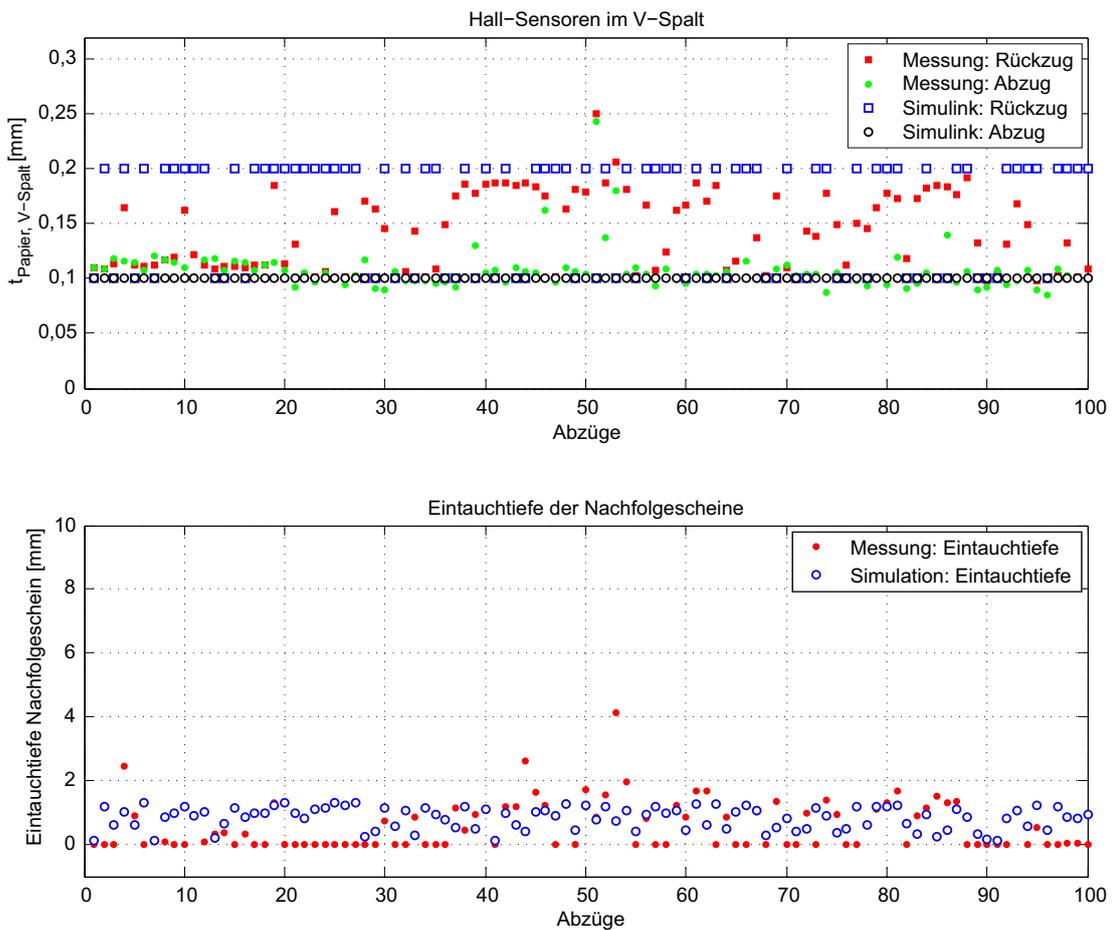
Die hier belegte einwandfreie Funktion der Abzugswalzenregelung ist die Voraussetzung und Grundlage für die folgende Inbetriebnahme der V-Spalt-Regelung.



**Bild 7-5:** Messung eines Vereinzlungsvorgangs mit Abzugswalzenregelung beim Standard-Niveau des V-Spalts im Vergleich mit der 2D-MKS-Simulation (s. Bild 6-4 auf Seite 128)

### 7.3.2 Konstanter V-Spalt

In diesem Abschnitt werden nun Dauerlaufmessungen mit der Abzugswalzenregelung in Kombination mit unterschiedlichen – aber pro Messung konstanten – V-Spalt-Niveaus vorgestellt. Zur Wahrung der Übersichtlichkeit sind diese Messungen nicht mehr kontinuierlich über der Zeit aufgetragen, sondern pro Vereinzlungsvorgang ist jeweils ein repräsentativer Wert aufgezeichnet. In den Plots von Bild 7-6 bis 7-9 stellen die gefüllten Punkte die Messung und die offenen die entsprechende Simulation dar. Die jeweils oberen Plots stellen mit den Werten der „Hall-Sensoren im V-Spalt“ die No-

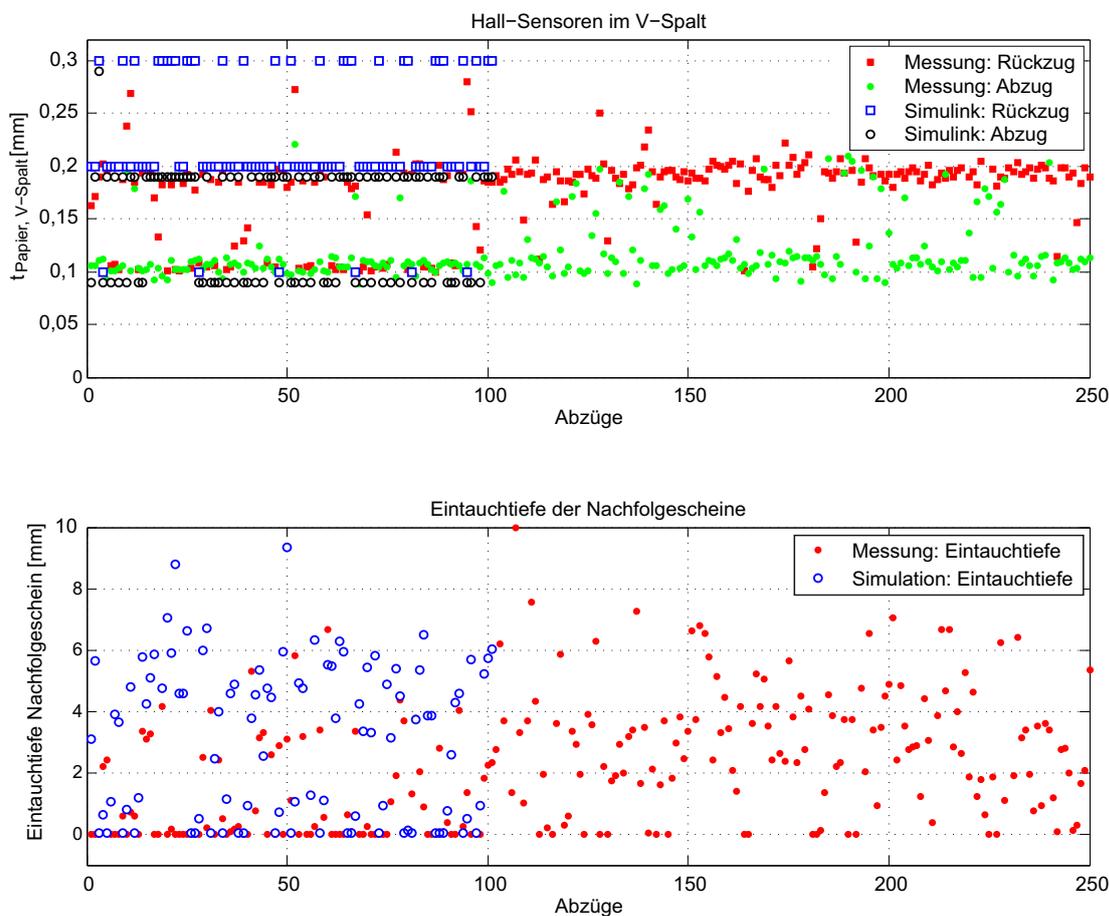


**Bild 7-6:** Eintauchtiefe der Nachfolgescheine bei  $s_{V-Spalt} = 0,45$  mm

tenanzahl im V-Spalt zu zwei unterschiedlichen Zeitpunkten des jeweiligen Vereinzelungsvorgangs dar:

- die maximale Notenzahl im V-Spalt während des Zustands „Abzug“ (s. Bild 6-3),
- die maximale Notenzahl im V-Spalt während des Zustands „Rückzug“.

Die Unterscheidung der Notenzahlen im V-Spalt während der Antriebsphase der Abzugswalze („Abzug“) und während der Bremsphase („Rückzug“) ist notwendig, da auf diese Weise ein indirekter Zusammenhang zur Eintauchtiefe der Nachfolgenoten möglich wird. Treten bereits während der Abzugsphase zwei Banknoten in den V-Spalt, handelt es sich um einen kritischen Zustand, der zu einem Doppelabzug führen kann. Treten zwei Banknoten erst während der Rückzugsphase in den V-Spalt, handelt es sich um einen unkritischen Zustand, da die Vorderkante der Nachfolgenote aufgrund

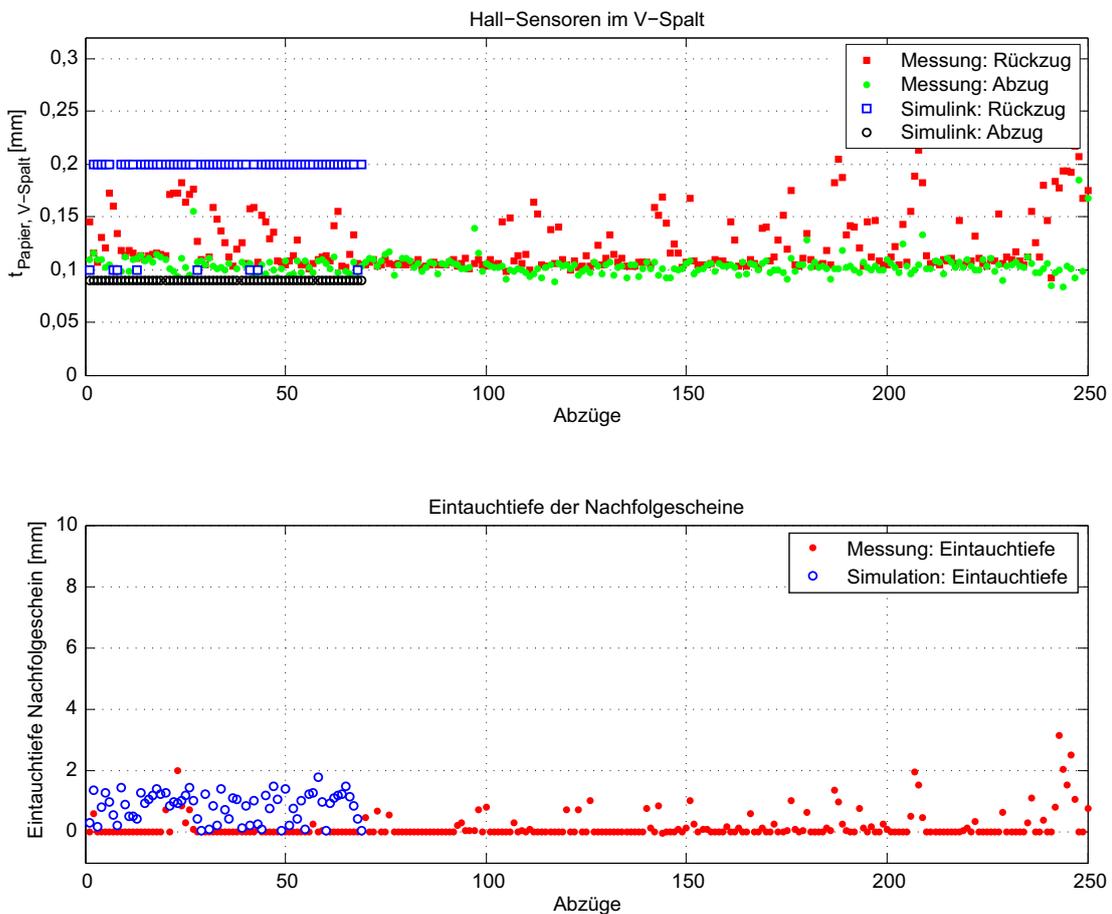


**Bild 7-7:** Eintauchtiefe der Nachfolgescheine bei  $s_{V-Spalt} = 0,1$  mm

der Abzugswalzen­trägheit ein kleines Stück nachgeschoben wurde und gleich darauf wieder zurückgezogen wird.

Die jeweils unteren Plots stellen die maximale Eintauchtiefe der Nachfolgenoten während des Vereinzelungsvorgangs dar. Sowohl in den Simulationen als auch in den Messungen werden diese aus dem Rückdrehwinkel der Abzugswalze ermittelt (s. Abschnitt 6.2.2).

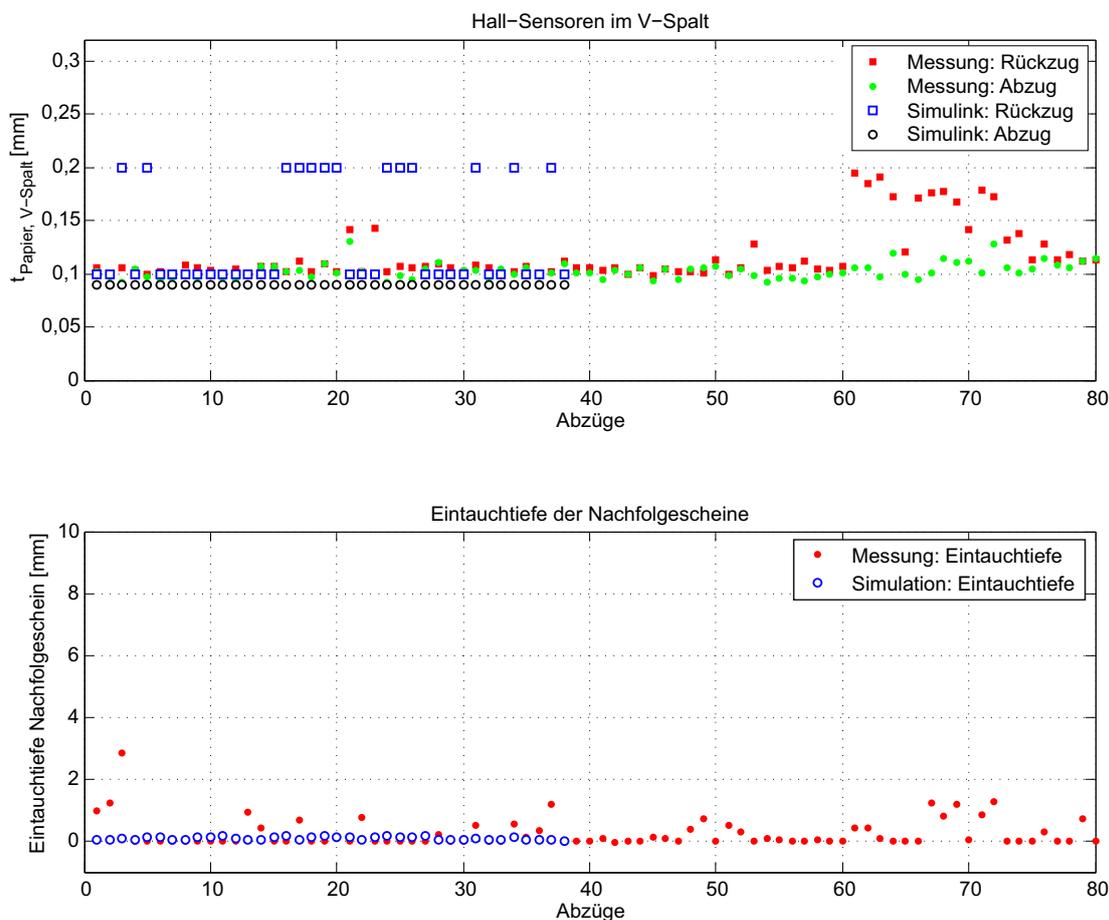
Die V-Spalt-Zustellung im Serien-Automaten beträgt  $s_{V-Spalt} = 0,45$  mm (Bild 7-6). Sowohl in der Simulation als auch in der Dauerlaufmessung werden die meisten Nachfolgenoten erst während der Rückzugsphase kurzzeitig in den V-Spalt geschoben. Das zeigt sich auch in den kurzen Eintauchtiefen der Nachfolgenoten von weniger als 2 mm. Die Simulation und die Messung belegen übereinstimmend, dass die Rückhaltekräfte für normales Druckerpapier bei dieser V-Spalt-Zustellung weit entfernt vom kritischen Zustand liegen und somit einen sicheren Betriebszustand ermöglichen.



**Bild 7-8:** Eintauchtiefe der Nachfolgescheine bei  $s_{V-Spalt} = 0,6$  mm

Wird der V-Spalt mit einer V-Spalt-Verschränkung von  $s_{V-Spalt} = 0,1$  mm wesentlich weiter geöffnet (Bild 7-7), so ergibt sich ein völlig anderes Bild. In der Messung tauchten ca. ein Viertel der Nachfolgenoten bereits während der Abzugsphase in den V-Spalt – in der Simulation sogar die Hälfte der Noten. Das ist ein Zeichen für einen sehr kritischen Vereinzelungszustand. Bestätigt wird das durch die Eintauchtiefe der Nachfolgenoten, die über den Bereich bis zu einer Eintauchtiefe von 6 mm streut. Einige Ausreißer sind sogar bei über 8 mm zu finden, was kurz vor einem Doppelabzug liegt, der bei einer Eintauchtiefe von 10 mm unvermeidlich ist.

Tatsächlich geschehen bei dieser geringen V-Spalt-Verschränkung von  $s_{V-Spalt} = 0,1$  mm sowohl bei der Simulation als auch in der Dauerlaufmessung bereits einige Doppelabzüge. Diese Doppelabzüge treten selbst bei einwandfreien Papier-Scheinen ohne Wirkung von Adhäsionskräften auf, so dass in dieser V-Spalt-Zustellung kein praktischer Betrieb möglich ist.



**Bild 7-9:** Eintauchtiefe der Nachfolgeschein bei  $s_{V-Spalt} = 0,9$  mm

Wird die V-Spalt-Verschränkung mit  $s_{V-Spalt} = 0,6$  mm etwas weiter zugestellt als beim Serien-Automaten (Bild 7-8), sinkt die Eintauchtiefe der Nachfolnoten in der Messung in vielen Fällen bis auf Null. Die Streuung der Eintauchtiefe ist in der Messung deutlich geringer ausgeprägt als in der Simulation, da die geringen Eintauchtiefen in der Messung aufgrund der Getriebelose im Abzugswalzenantrieb nicht so genau ermittelt werden können.

Die Notenanzahl im V-Spalt zeigt den Zuwachs an Betriebssicherheit im Vergleich zur Standard-Zustellung noch deutlicher. Hier werden während der Abzugsphase praktisch keine Nachfolnoten mehr in den V-Spalt geschoben. Selbst in der Rückzugsphase treten längst nicht alle Nachfolnoten mehr in den V-Spalt.

Hier zeigt sich, dass bei einer V-Spalt-Verschränkung von  $0,6$  mm eine deutliche Sicherheitsreserve in der Rückhaltekraft vorliegt, die selbst bei geringen Adhäsionskräften eine sichere Vereinzelung ermöglichen kann.

Bei der Verschränkung von  $s_{V-Spalt} = 0,9$  mm in Bild 7-9 sind die Rückhaltekräfte im V-Spalt bereits so groß, dass die meisten Nachfolgescheine selbst zu Beginn der Rückzugsphase nicht mehr in den V-Spalt geschoben werden können. Hier wird die maximale Sicherheit gegen Doppelabzüge erreicht, so dass selbst Geldnoten mit großen Adhäsionskräften vereinzelt werden können.

Neben dem Vorteil der höheren Betriebssicherheit bringen die großen Rückhaltekräfte aber auch die Nachteile von deutlich höheren Antriebsmomenten an den Walzen und, was schlimmer ist, einen deutlich höheren Verschleiß des Notenmaterials mit sich. Die Papierscheine verzeichnen selbst beim ersten Vereinzlungsdurchlauf bei der Rollenverschränkung von 0,9 mm bleibende Rollenabdrücke, was zu einer sehr schnellen Abnutzung führen würde.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Messungen mit Noten aus Druckerpapier die Aussagen der modellbasierten Analyse stützen. Das Prinzip, die Eintauchtiefe der Nachfolgenoten über den Rückdrehwinkel der Abzugswalze zu erfassen, konnte auch am Prototypen umgesetzt werden und liefert gute Ergebnisse. Zwar konnten diese Eintauchtiefen nicht direkt gemessen werden, liefern aber zusammen mit der gemessenen und simulierten Notenanzahl im V-Spalt ein plausibles Bild. Zur weiteren Untermauerung der Erfassung der Noten-Eintauchtiefen in den V-Spalt wurden mit Hilfe einer Endoskop-Hochgeschwindigkeitskamera direkte Aufnahmen der Vorgänge im V-Spalt durchgeführt. Auch hier konnte eine qualitative Übereinstimmung der Aufnahmen mit den ermittelten Eintauchtiefen der Nachfolgenoten nachgewiesen werden.

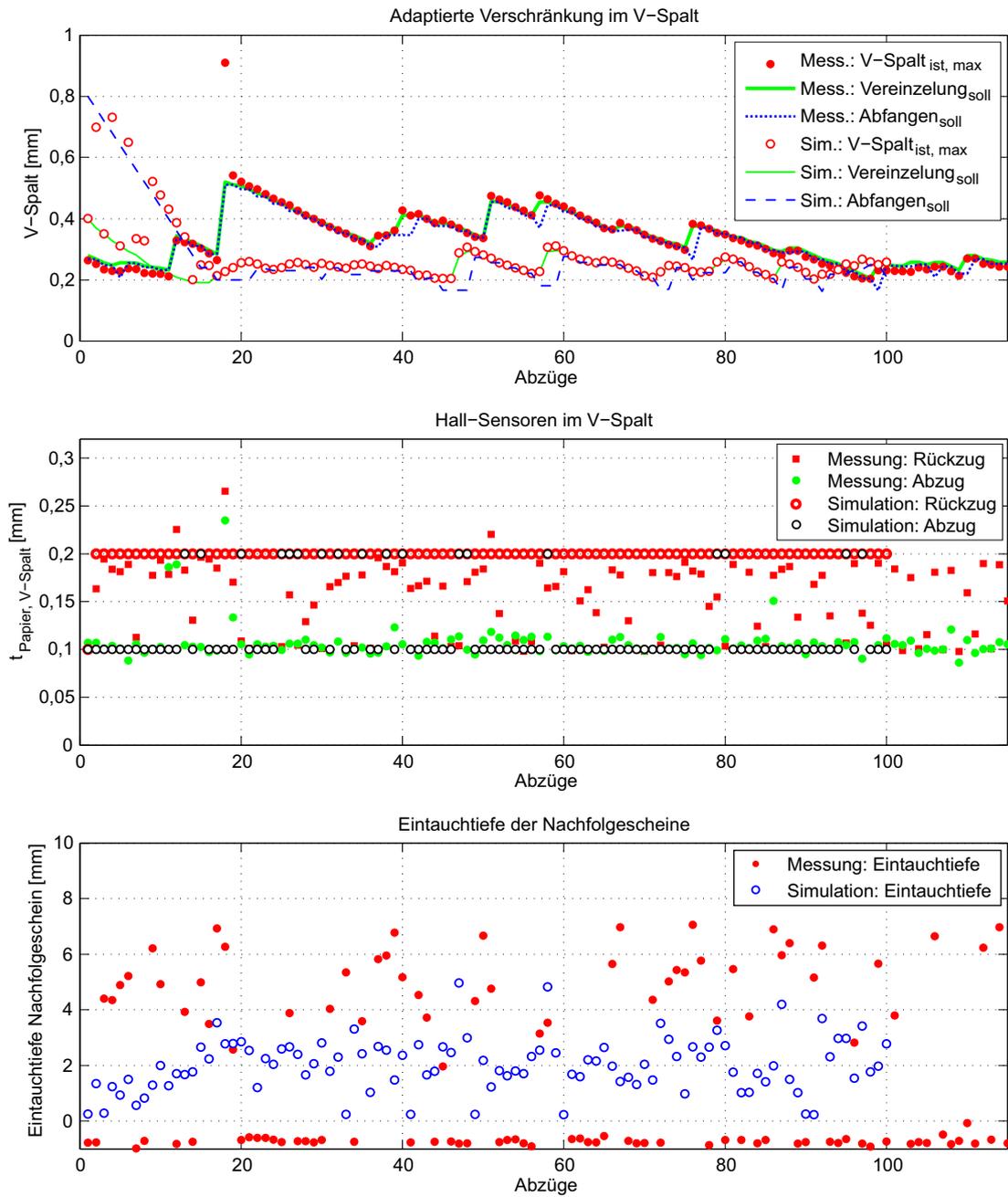
### 7.3.3 Iterativ lernende V-Spalt-Regelung

Nach der erfolgreichen Inbetriebnahme der Abzugswalzenregelung samt der Ermittlung der Noten-Eintauchtiefe wird in Bild 7-10 eine Dauerlaufmessung mit aktivierter *iterativer Adaption der V-Spalt-Regelung* gezeigt. Analog zu den vorherigen Plots ist die Messung mit gefüllten Markern dargestellt, während die offenen Marker die Simulation abbilden.

Die Dauerlaufmessung wurde mit Noten aus 80g-Druckerpapier in 10-€-Größe automatisiert nacheinander in folgenden Bündeln durchgeführt: 1, 2, 3, 4, 5, 10 und 20 Scheine. Die entsprechende Simulation wurde mit der gemessenen Steifigkeit der Papier-Scheine parametrisiert. Für die Reibungs- und die Adhäsionskräfte zwischen den Papieren wurde mit Hilfe der „*Random-Funktion*“ aus *Matlab/Simulink* eine Zufallsvariation in folgenden Grenzen vorgegeben:

$$\begin{aligned}\mu_{Noten} &= 0,2 \pm 0,05 \\ F_{Adh,Noten} &= 0,5 \pm 0,5 \text{ N}\end{aligned}\tag{7-2}$$

Die Simulation zeigt selbst bei der vorgegebenen Variation der Kräfte zwischen den Geldnoten ein stabiles Verhalten, indem die V-Spalt-Zustellung sich auf einen Bereich



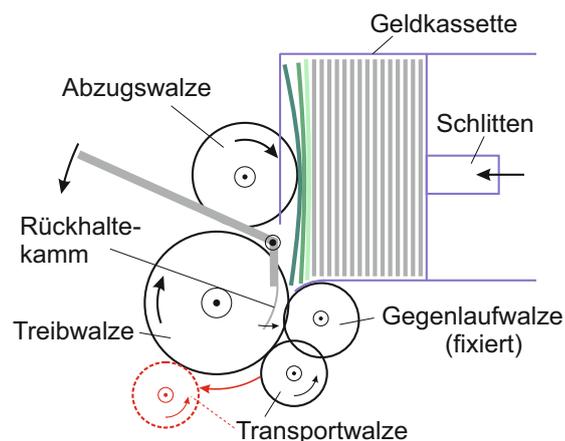
**Bild 7-10:** Gemessene Vereinzelungsvorgänge am Prototypen mit iterativer V-Spalt-Adaption im Vergleich mit der Simulation

$s_{V-Spalt} = 0,2 \dots 0,3$  mm einpendelt. Die Soll-Eintauchtiefe von  $Eintauch_{soll} = 2$  mm wird ebenfalls innerhalb eines akzeptablen Steuerbandes eingehalten.

Nicht ganz so gut sieht es in der Dauerlaufmessung aus. Zwar pendelt sich die V-Spalt-Vorgabe ebenfalls auf einen ähnlichen Wert ein wie die Simulation, braucht dafür aber wesentlich mehr Vereinzlungsvorgänge. Der Grund ist die große Empfindlichkeit der ermittelten Eintauchtiefe der Nachfolgescheine. Aufgrund der großen Eintauchtiefen einzelner Nachfolgescheine hebt die iterative V-Spalt-Adaption aus Sicherheitsgründen immer wieder das V-Spalt-Niveau nach oben.

Damit zeigt sich, dass die iterative V-Spalt-Adaption zwar in der Simulation durchaus gute Ergebnisse geliefert hat, für den praktischen Einsatz allerdings noch zu empfindlich reagiert. Doch die modellbasierte Analyse hat auch schon den „Flaschenhals“ in der Umsetzung der iterativen V-Spalt-Adaption identifiziert. Die Hauptproblematik liegt darin, dass das Vereinzlungsmodul für einen rein gesteuerten Betrieb konzipiert wurde und so das Zeitfenster von  $\Delta t = 10$  ms für die Erfassung und Beurteilung der Eintauchtiefe der Nachfolgenoten schlichtweg zu gering ist.

Abhilfe bringt eine einfache Vergrößerung dieses kritischen Zeitfensters. Dies kann durch einen größeren Abstand zwischen der Gegenlauf- und der Transportwalze realisiert werden (Bild 7-11). Auf diese Weise bliebe zum Einen mehr Zeit zur Detektierung der Nachfolgenoten-Eintauchtiefe, und es bestünde zum Anderen die Möglichkeit des Rückzugs aller Noten bei Fehlergefahr. XU [Xu11] hat mit Hilfe des im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten 1D-Ersatzmodells des Vereinzlungsmoduls untersucht, wie sich die Verschiebung der Transportwalze gegenüber der Gegenlaufwalze auswirken würde (Bild 7-11). Dabei hat sich bestätigt, dass es bei einer Verschiebung der Transportwalze um  $45^\circ$  möglich ist, bei Fehlergefahr alle Noten wieder aus dem V-Spalt zurückzuziehen und so theoretisch eine 100%-Sicherheit gegen Doppelabzüge zu erreichen. Das eröffnet auch für die iterativ lernende V-Spalt-Regelung wesentlich günstigere Randbedingungen, die in Zukunft untersucht werden sollen.



**Bild 7-11:** Verschiebung der Transportwalze zur Vergrößerung des Zeitfensters der Vereinzlungsregelung [Xu11]

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden die modellbasierte Analyse und Optimierung des Vereinzelungsvorgangs in einem Bankautomaten vorgestellt. Ziel war es dabei, die ganzheitliche Entwurfsmethodik für mechatronische Systeme, welche die gemeinsame Auslegung von mechanischer Strecke, Aktorik, Sensorik und Informationsverarbeitung beinhaltet, auf die Weiterentwicklung von Bankautomaten anzuwenden und für diese anzupassen.

Nach einer Einführung in die Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme wurde die Vorgehensweise zur Modellierung ihrer dynamischer Vorgänge aufgezeigt. Ein Schwerpunkt lag dabei auf der Einbindung der oft schwierigen *Modellvalidierung* in den Modellbildungsprozess. Aus Blickrichtung der Modellvalidierung wurden auch praktische Vorgehensschritte zur richtigen Wahl der *Modellierungstiefe* aufgezeigt.

Für den technischen Einstieg in die Geldnotenvereinzelung wurde eine Übersicht über ihren Stand der Technik gegeben. Die vorgeschlagene Klassifizierung vorhandener Vereinzelungsprinzipien mit Schwerpunkt auf der Friktionsvereinzelung schafft einen Überblick über die Vor- und Nachteile bestehender Lösungen, bevor das betrachtete System erläutert und die Zielrichtung der modellbasierten Analyse präzisiert wurden.

Zur modellbasierten Analyse des betrachteten Vereinzelungsmoduls waren zunächst zwei Modelle unterschiedlicher Modellierungstiefe und ein eigens entwickelter Prüfstand zur Identifizierung der Modellparameter notwendig. Die anschließende modellbasierte Analyse des Systems lieferte zwei Angriffsstellen zur Verbesserung des Moduls: eine spezielle Abzugswalzenregelung und die bedarfsgerechte Einstellung der Rollenverschränkung im Vereinzelungsspalt (V-Spalt). Die Entwicklung eines automatisierten Rollenprüfstands profitierte ebenfalls von den Erkenntnissen der modellbasierten Analyse.

Zur Synthese dieses Regelungskonzepts wurde ein drittes, stark abstrahiertes Ersatzmodell des Vereinzelungsmoduls aufgebaut und mittels des Modells größerer Modellierungstiefe validiert. Die neue Abzugswalzenregelung konnte den mechanischen Aufbau des Moduls vereinfachen und dabei den Banknotenverschleiß während der Friktionsvereinzelung deutlich reduzieren. Die darauf aufbauende, iterativ lernende Regelung des V-Spalts konnte die Vereinzelungsproblematik bei stark zusammenhaftenden Polymernoten in der Simulation weitgehend entschärfen.

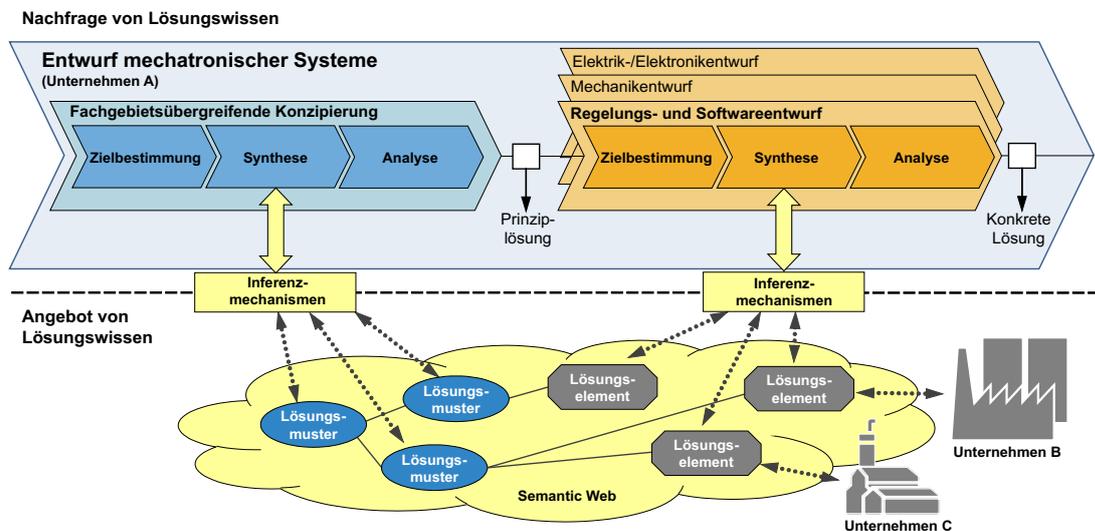
Im letzten Schritt wurde das neue Regelungskonzept des Vereinzelungsmoduls an einem Prototypen realisiert und dessen Funktion in der vorliegenden Arbeit mit einigen Beispielmessungen belegt. Die umgesetzte Abzugswalzenregelung konnte in Dauerlaufmessungen auch ohne die bis dato eingesetzte Rückhaltesicherung mit dem Seri-

enmodul in allen Punkten mithalten und dabei einen wesentlich schonenderen Umgang mit den verwendeten Noten vorweisen. Die iterativ lernende V-Spalt-Regelung wurde ebenfalls am Prototypen umgesetzt, lieferte aber aufgrund des zu kleinen Zeitfensters von nur 10 ms schlechtere Ergebnisse als in der Simulation.

Der modellbasierte Entwurf setzt sich vor allem bei dynamischen Systemen zunehmend durch. Das Ziel ist dabei eine durchgängig modellbasierte Entwicklung mit einer frühzeitigen Analyse und Absicherung des dynamischen Systemverhaltens. Eine wesentliche Hürde bildet aber der hohe Aufwand bei der Modellierung des Systems, die zudem nur von erfahrenen Modellierungsexperten vorgenommen werden kann. Ein wichtiger Schlüssel zur Verringerung des Modellierungsaufwands liegt in der Wiederverwendbarkeit von Modellen bereits entwickelter Produkte für zukünftige Entwicklungsprojekte. Hier besteht die Herausforderung aber darin, einheitliche Standards zur Definition von Modellschnittstellen für Subsysteme zu schaffen, um auf der einen Seite die Wiederverwendbarkeit von Teilmodellen für andere Projekte zu ermöglichen und auf der anderen Seite die Modellierer beim Aufbau der Modelle nicht zu stark einzuschränken.

Einen vielversprechenden Ansatz bildet hier das Forschungsprojekt ENTIME (Entwurfstechnik Intelligente Mechatronik). Kern dieses Projekts ist die Aufbereitung und Nutzung von Lösungswissen mithilfe von semantischen Technologien [HKRS08]. Als Ausgangsbasis dienen dabei bereits entwickelte und bewährte Lösungselemente wie Maschinenelemente und Steuerungskomponenten, die von Zulieferern mit Hilfe von Katalogen und Internetseiten angeboten werden. Diese sind jedoch aufgrund ihres hohen Detaillierungsgrades und der herstellereinspezifischen Dokumentation nicht für den frühzeitigen Systementwurf geeignet. Um diese am Markt verfügbaren Lösungselemente auch in den frühen Phasen des Entwurfs systematisch finden und verwenden zu können, werden sie zu sogenannten Lösungsmustern abstrahiert und einheitlich beschrieben [GSA<sup>+</sup>11].

Zu der einheitlichen Beschreibung der Lösungsmuster gehört auch ein Simulationsmodell, das deren dynamisches Verhalten idealisiert abbildet. Auf diese Weise wird der Entwickler – angefangen von der frühen Konzipierungsphase bis hin zur Ausarbeitungsphase – unterstützt, indem ihm ein großer Teil der Modellierungsarbeit abgenommen wird. Bild 8-1 stellt den durch das *Semantic Web* unterstützten Entwurfsprozess mechatronischer Systeme dar. Beim Entwurf der Prinziplösung während der fachgebietsübergreifenden Konzipierung werden dem Entwickler zur Erfüllung der erforderlichen Funktionen Lösungsmuster angeboten, aus denen er eine Lösung zusammensetzen kann. Anhand der den Lösungsmustern zugehörigen idealisierten Simulationsmodelle kann der Entwickler ein Simulationsmodell der Prinziplösung erstellen und analysieren, um entsprechend der beiden ersten Phasen der mechatronischen Komposition (s. Bild 1-5) einen Funktionsnachweis zu erbringen sowie eine erste Auslegung der Systemdynamik durchzuführen. Damit liegt eine modellbasiert abgesicherte Prin-



**Bild 8-1:** Einsatz des *Semantic Web* im Entwurfsprozess mechatronischer Systeme [ODB<sup>+</sup>12]

ziplösung mit detaillierten Anforderungen an die benötigten Lösungselemente vor. In der Ausarbeitungsphase werden mit Hilfe von Inferenzmechanismen des *Semantic Web* für jedes Lösungsmuster am Markt verfügbare Lösungselemente angeboten, die den aufgestellten Anforderungen genügen. Daraufhin werden alle idealisierten Lösungsmustermodelle durch detaillierte Simulationsmodelle der ausgewählten Lösungselemente ersetzt und entsprechend den Herstellerangaben parametrisiert [OJT<sup>+</sup>12]. So erhält der Entwickler ein detailliertes Simulationsmodell für die tiefergehende Analyse und Ausarbeitung des Systems.



## 8 Literaturverzeichnis

- [Bae86] BAE, Dae-Sung: *A Recursive Formulation for Constrained Mechanical System Dynamics*. Dissertation, The University of Iowa, Iowa. 1986
- [Bal98] BALZERT, Helmut: *Lehrbuch der Softwaretechnik: Software-Management, Software-Qualitätssicherung, Unternehmensmodellierung*. Bd. 2. Heidelberg : Spektrum Akademischer Verlag, 1998
- [Bee94] BEERENS, Christoph: *Zur Modellierung nichtlinearer Dämpfungsphänomene in der Strukturmechanik*. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, Bochum. 1994
- [Ber08] BERNARDS, Markus: *So funktioniert der Geldautomat*. September 2008. – [http://www.focus.de/schule/lernen/lernatlas/technik-so-funktioniert-der-geldautomat\\_aid\\_326711.html](http://www.focus.de/schule/lernen/lernatlas/technik-so-funktioniert-der-geldautomat_aid_326711.html)
- [BG01] BEITZ, Wolfgang ; GROTE, Karl-Heinrich: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. Berlin/Heidelberg : Springer-Verlag, 2001
- [BTA06] BRISTOW, Douglas A. ; THARAYIL, Marina ; ALLEYNE, Andrew G.: A Survey of Iterative Learning Control. In: *Control Systems Magazine* Bd. 26. Piscataway, New Jersey : IEEE, June 2006, S. 96–114
- [CBP00] CHWIF, Leonardo ; BARRETTO, Marcos R. P. ; PAUL, Ray J.: On simulation model complexity. In: *Proceedings of the 32nd Winter Simulation Conference* Bd. 1. Orlando, FL : IEEE, 2000, S. 449–455
- [CIY10] CHENG, Hui ; IKEDA, Hiroshi ; YOSHIDA, Kazushi: Numerical Analysis on Paper Sheet Separation Using the Overlap Separation Mechanism. In: *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing* 4 (2010), Nr. 1, S. 249–256
- [CM02] CHOI, Injae ; MING, Fairport: *Selbstanpassende Bogenzuführrolle*. Europäisches Patent, Xerox Corp., Februar 2002. – (Patent-Nr. DE 603 03 401 T2)
- [DHM09] DEMMELER, Erwin ; HABERSTROH, Markus ; MÖNCH, Mario: *Vorrichtung für die Vereinzelnung von Banknoten*. Deutsches Patent, Giesecke & Devrient GmbH, Dezember 2009. – (Patent-Nr. DE 10 2008 025 220 A1)
- [DHSW05] DEMMELER, Erwin ; HOBMEIER, Ralf ; STOLL, Rainer ; WERNER, Frank: *Vorrichtung und Verfahren zum Vereinzeln von Blattgut*. Internationales Patent, Giesecke & Devrient GmbH, März 2005. – (Patent-Nr. WO 2005/026026 A1)

- [DS03] DÜSTERHUS, Richard ; SELKE, Reimund: *Vorrichtung zur Entgegennahme von gebündelten Scheinen wie Banknoten oder Scheckformularen*. Deutsches Patent, Wincor-Nixdorf International GmbH, August 2003. – (Patent-Nr. DE 102 03 176 A1)
- [ECC05] EU, Peter ; CHIEW, Ben ; CHEE, Julian: *World Polymer Banknotes*. 2nd Edition. Malaysia : Eureka Metro Sdn. Bhd., 2005
- [Fir10] FIRTH, Chris: *Wie unser Gehirn die Welt erschafft*. Heidelberg : Spektrum akademischer Verlag, 2010
- [Gan94] GANTER, Jürgen: *Auswahl von Vereinzelungssystemen*. Diplomarbeit, Fachhochschule Konstanz, Konstanz. 1994
- [Gie11] Giesecke & Devrient GmbH: *Broschüre Banknotenbearbeitungssystem BPS 1000*. 2011. – [http://www.gi-de.com/de/products\\_and\\_solutions/products](http://www.gi-de.com/de/products_and_solutions/products)
- [GS07] GUSTAFSSON, Lars ; SUNDMARK, Jörgen: *A Separating Arrangement*. Internationales Patent, De La Rue Cash Systems AB, June 2007. – (Patent-Nr. WO 2007/064283 A1)
- [GSA<sup>+</sup>11] GAUSEMEIER, Jürgen ; SCHÄFER, Wilhelm ; ANACKER, Harald ; BAUER, Frank ; DZIWOK, Stefan: Einsatz semantischer Technologien im Entwurf mechatronischer Systeme. In: GAUSEMEIER, Jürgen (Hrsg.) ; RAMMIG, Franz (Hrsg.) ; SCHÄFER, Wilhelm (Hrsg.) ; TRÄCHTLER, Ansgar (Hrsg.): *8. Paderborner Workshop: Entwurf mechatronischer Systeme* Bd. 294. Universität Paderborn : HNI-Verlagsschriftenreihe, 2011, S. 7–35
- [Har10] HARCHENKO, Jewgenij: *Mechatronischer Entwurf eines neuartigen aktiven Fahrzeugfederungssystems für PKW unter Verwendung einer reversierbaren Flügelzellenpumpe*. Dissertation, Universität Paderborn, Bd. 288, Paderborn. 2010
- [Hau89] HAUG, Edward J.: *Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems – Basic Methods*. Bd. I. Iowa, Massachusetts : Allyn and Bacon, 1989
- [Hel93] HELMSTÄDTER, Maximilian: *Reibanleger für Papierblätter*. Europäisches Patent, Mathias Bäuerle GmbH, April 1993. – (Patent-Nr. EU 0 535 407 A1)
- [HGP07] HEIMANN, Bodo ; GERTH, Wilfried ; POPP, Karl: *Mechatronik: Komponenten - Methoden - Beispiele*. München : Carl Hanser Verlag, 2007
- [HKRS08] HITZLER, Pascal ; KRÖTZSCH, Markus ; RUDOLPH, Sebastian ; SURE, York: *Semantic Web – Grundlagen*. Berlin/Heidelberg : Springer-Verlag, 2008

- [HL98] HOLLAND-LETZ, Günter: *Vereinzelungseinrichtung mit einstellbarem Vereinzelungsspalt*. Internationales Patent, Siemens-Nixdorf Informationssysteme AG, Februar 1998. – (Patent-Nr. WO 98/04484)
- [HMS88] HERING, Ekbert ; MARTIN, Rolf ; STOHRER, Martin: *Physik für Ingenieure*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1988
- [HN06] HIRAMITSU, Naruaki ; NARUOKA, Yoshihiko: *Separation Roll Wear Compensation Device*. United States Patent, Toshiba, Tokyo, March 2006. – (Patent-Nr. US 7,007,945 B2)
- [HTF96] HARASHIMA, Fumio ; TOMIZUKA, Masayoshi ; FUKUDA, Toshio: *Mechatronics – What is It, Why and How? – An Editorial*. In: *Transactions on Mechatronics* Bd. 1, IEEE/ASME, 1996, S. 1–4
- [IJT09] ILLG, Igor ; JÄKER, Karl-Peter ; TRÄCHTLER, Ansgar: Entwurf einer semiaktiven Federung für ein leichtes Kettenfahrzeug. In: *6. Paderborner Workshop Entwurf mechatronischer Systeme*. Paderborn : HNI-Verlagsschriftenreihe, 2009, S. 18–28
- [IPC09] *IPC: Handbuch zur internationalen Patentklassifikation (IPC)*. München : Deutsches Patent- und Markenamt, 2009
- [JcL<sup>+</sup>08] JUST, Viktor ; ÇINKAYA, Hüseyin ; LANDWEHR, Martin ; TRÄCHTLER, Ansgar ; JÄKER, Karl-Peter: Model-Based Controller Design for the Paper-Separation Process in Automatic Teller Machines. In: *The 9th International Conference on Motion and Vibration Control (MOVIC 2008)*. Munich : Technische Universität München, 2008
- [JcLT10] JUST, Viktor ; ÇINKAYA, Hüseyin ; LANDWEHR, Martin ; TRÄCHTLER, Ansgar: Entwurf einer adaptiven Regelung für den Vereinzelungsvorgang in Bankautomaten. In: *7. Paderborner Workshop: Entwurf mechatronischer Systeme* Bd. 250. Universität Paderborn : HNI-Verlagsschriftenreihe, February 2010
- [JcT<sup>+</sup>09] JUST, Viktor ; ÇINKAYA, Hüseyin ; TRÄCHTLER, Ansgar ; JÄKER, Karl-Peter ; LANDWEHR, Martin: Prototypische Applikation einer Vereinzelungsregelung an einem Bankautomaten. In: *Mechatronik 2009*. Wiesloch : VDI/VDE-Gesellschaft, Mai 2009 (VDI-Berichte)
- [Jen83] JENKINS, Stuart M.: *Separating sheets from stack and preventing double feed*. UK Patent Application, De La Rue Systems, June 1983. – (Patent-Nr. GB 2 111 024 A)
- [JIZT10] JUST, Viktor ; ILLG, Igor ; ZEINELDIN, Tarek ; TRÄCHTLER, Ansgar: Efficient Design of Complex Mechatronic Products Using The Example

- of the Separation-Process in an ATM. In: *ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE 2010)*. Vancouver : ASME, November 2010
- [JLTJ07] JUST, Viktor ; LANDWEHR, Martin ; TRÄCHTLER, Ansgar ; JÄKER, Karl-Peter: Modellierung des Papiertransports in Geldautomaten. In: *Mechatronik 2007* Bd. 1971. Wiesloch : VDI/VDE-Gesellschaft, Mai 2007, S. 461–475
- [Kel88] KELLER, Hubert B.: *Echtzeitsimulation zur Prozessführung komplexer Systeme*. Berlin/Heidelberg : Springer-Verlag, 1988
- [Kha08] KHATTAB, Shaady: *Design of Viscoelastic Motor Bearings for an X-by-Wire Electric Vehicle*. Diplomarbeit, Universität Paderborn, Paderborn. 2008
- [Kla08] KLASSEN, Daniel: *Prüfstandsentswurf zur automatisierten Identifikation der physikalischen Parameter von Transportwalzen in Geldautomaten*. Bachelorarbeit, Universität Paderborn, Paderborn. 2008
- [Koc05] KOCH, Thorsten: *Integration von Konstruktion und mechatronischer Komposition während des Entwurfs mechatronischer Systeme am Beispiel eines integrierten Radmoduls*. Dissertation, Universität Paderborn, Paderborn. 2005
- [KST10] KRÜGER, Martin ; SCHARFENBAUM, Info ; TRÄCHTLER, Ansgar: Parametrische Modellreduktion in hierarchisch modellierten selbstoptimierenden Systemen. In: GAUSEMEIER, Jürgen (Hrsg.) ; RAMMIG, Franz (Hrsg.) ; SCHÄFER, Wilhelm (Hrsg.) ; TRÄCHTLER, Ansgar (Hrsg.): *7. Paderborner Workshop: Entwurf mechatronischer Systeme* Bd. 272. Universität Paderborn : HNI-Verlagsschriftenreihe, März 2010, S. 203–218
- [Lap02] LAPP, Christoph: *Indirekte Erfassung und Regelung von Bearbeitungskräften an direkt getriebenen Vorschubeinheiten*. Dissertation, Universität Hannover, Hannover. 2002
- [Law07] LAW, Averill M.: *Simulation Modeling and Analysis*. New York : McGraw-Hill Companies, Inc., 2007
- [Law08] LAW, Averill M.: How to Build Valid and Credible Simulation Models. In: MASON, S. J. (Hrsg.) ; HILL, R. R. (Hrsg.) ; MÖNCH, L. (Hrsg.) ; ROSE, O. (Hrsg.) ; JEFFERSON, T. (Hrsg.) ; FOWLER, J. W. (Hrsg.): *Proceedings of the 2008 Winter Simulation Conference*. Miami, Florida, 2008
- [Lie95] LIEBL, Franz: *Simulation: Problemorientierte Einführung*. München : R. Oldenburg Verlag, 1995

- [Loc09] LOCHBICHLER, Matthias: *Modellierung und Identifizierung der Einzelsteifigkeiten von Transportwalzen in Geldautomaten*. Diplomarbeit, Universität Paderborn, Paderborn. 2009
- [LSR<sup>+</sup>99] LIGHTNER, Werner R. ; STEFANICH, Donald J. ; RUSSO, Jim T. ; PIO-QUINTO, Jose S. ; BRODZIK, Paul E.: *Feed Rollers with Reversing Clutch*. United States Patent, Bell & Howell Scanner Division, March 1999. – (Patent-Nr. US 6,305,684 B1)
- [MMHD01] MARSHALL, Gary R. ; MURISON, Alexander S. ; HROCH, George J. ; DUMAS, Armand M.: *Active Gap Controlled Feeder*. United States Patent, NCR Corporation, June 2001. – (Patent-Nr. US 6,655,677 B2)
- [Mün05] MÜNZ, Eberhardt: *Identifikation und Diagnose hybrider dynamischer Systeme*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe. 2005
- [Mor69] MORI, T. „*Mechatronics*“, *Yaskawa Internal Trademark Application Memo 21.131.01*. 12. July 1969
- [MPP90] MORGANS, Graham R. ; PHILLIPS, Roger J. ; PRICE, John G.: *Method and Apparatus for Separating Sheets*. UK Patent Application, De La Rue Systems, September 1990. – (Patent-Nr. GB 2 247 879 A)
- [NJT08] NACHTIGAL, Vitalij ; JÄKER, Karl-Peter ; TRÄCHTLER, Ansgar: *Development and Control of a Quarter-Vehicle Testbed for a Fully Active X-by-Wire Demonstrator*. In: *9th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC 2008)*. Kobe, Japan, October 2008
- [Nye06] NYENHUIS, Markus: *Strukturierter mechatronischer Entwurf einer SbW-Lenkung*. Dissertation, Universität Paderborn, Paderborn. 2006
- [ODB<sup>+</sup>12] OESTERSÖTEBIER, Felix ; DZIWOK, Stefan ; BAUER, Frank ; TRÄCHTLER, Ansgar ; SCHÄFER, Wilhelm ; GAUSEMEIER, Jürgen: *Unterstützung des mechatronischen Entwurfs durch die effektive Suche nach Lösungselementen mithilfe von semantischen Technologien*. In: *Tag des Systems Engineerings 2012*. Paderborn : Heinz Nixdorf Institut, November 2012
- [OJT<sup>+</sup>12] OESTERSÖTEBIER, Felix ; JUST, Viktor ; TRÄCHTLER, Ansgar ; BAUER, Frank ; DZIWOK, Stefan: *Model-Based Design of Mechatronic Systems by Means of Semantic Web Ontologies and Reusable Solution Elements*. In: *Proceedings fo the ASME2012 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA2012)*. Nantes : ASME, July 2012
- [PB97] PAHL, Gerhard ; BEITZ, Wolfgang: *Konstruktionslehre: Methoden und Anwendungen*. Berlin/Heidelberg : Springer-Verlag, 1997

- [Pid96] PIDD, Michael: Five Simple Principles of Modelling. In: CHARNES, J. M. (Hrsg.) ; MORRICE, D. J. (Hrsg.) ; BRUNNER, D. T. (Hrsg.) ; SWAIN, J. J. (Hrsg.): *Proceedings of the 1996 Winter Simulation Conference*. Piscataway, New Jersey, 1996
- [PNB<sup>+</sup>99] PAGE, Ernest H. ; NICOL, David M. ; BALCI, Osman ; FUJIMOTO, Richard M. ; FISHWICK, Paul A. ; L'ECUYER, Pierre ; SMITH, Roger: Panel: strategic directions in simulation research. In: FARRINGTON, P. A. (Hrsg.) ; NEMBHARD, H. B. (Hrsg.) ; STURROCK, D. T. (Hrsg.) ; EVANS, G. W. (Hrsg.): *Proceedings of the 1999 Winter Simulation Conference*. Piscataway, New Jersey : Institute of Electrical and Electronics Engineers, 1999, S. 1509–1520
- [Rec05] RECURDYN: *RecurDyn - Theoretical Manual*. 5th Edition. Korea: FunctionBay Inc., September 2005
- [RK07] ROCKEL, Hellmar ; KONIGORSKI, Ulrich: Iterativ Lernende Regelungen, Teil I: Ein parametrischer Rahmen. In: *AT-Zeitschrift* (2007), Nr. 3, S. 119–126
- [Rob94] ROBINSON, Stewart: *Successful simulation - a practical approach to simulation projects*. McGraw-Hill : Maidenhead, New Jersey, 1994
- [Rod03] RODDECK, Werner: *Einführung in die Mechatronik*. Stuttgart / Leipzig / Wiesbaden : B. G. Teubner Verlag GmbH, 2003
- [Rot11] ROTH, Werner: *Schnitt durch einen Bankautomaten*. 2011. – [http://commons.wikimedia.org/w/index.php?title=File:Geldausgabeautomat\\_bestandteile.png&oldid=31603802](http://commons.wikimedia.org/w/index.php?title=File:Geldausgabeautomat_bestandteile.png&oldid=31603802)
- [RS71] REHM, Karl ; SCHWARZ, Hermann: *Einrichtung zum Vereinzeln von Blättern von einem Stapel*. Österreichisches Patent, LICENTIA GMBH, August 1971. – (Patent-Nr. AT 29 23 45 B)
- [RSBP03] RUSSO, Jim T. ; SCHIRALLI, John V. ; BRODZIK, Paul E. ; PIOQUINTO, Jose S.: *Semi-Active Clutch Assembly*. United States Patent, Bell & Howell Scanner Division, July 2003. – (Patent-Nr. US 6,585,252 B1)
- [Sal93] SALT, John D.: Simulation Should Be Easy and Fun! In: EVANS, G. W. (Hrsg.) ; MOLLAGHASEMI, M. (Hrsg.) ; RUSSELL, E. C. (Hrsg.) ; BILES, W. E. (Hrsg.): *Proceedings of the 1993 Winter Simulation Conference*. Piscataway, New Jersey : 1-5. Institute of Electrical and Electronics Engineers, 1993
- [Sar08] SARGENT, Robert G.: Verification and Validation of Simulation Models. In: MASON, S. J. (Hrsg.) ; HILL, R. R. (Hrsg.) ; MÖNCH, L. (Hrsg.) ; ROSE, O. (Hrsg.) ; JEFFERSON, T. (Hrsg.) ; FOWLER, J. W. (Hrsg.):

- Proceedings of the 2008 Winter Simulation Conference*. Miami, Florida, 2008
- [Sch99] SCHMIDT, Artur P.: *ENDO-Management – Nichtlineare Lenkung komplexer Systeme und Interfaces*. Bern : Paul Haupt, 1999
- [Sch08] SCHNEIDER, Christian: Produktreifegradverfolgung im Produktentstehungsprozess. In: *ProduktDaten Journal (ProSTEP iViP Verein)* (2008), November
- [SGM08] STELZMANN, Ulrich ; GROTH, Clemens ; MÜLLER, Günter: *FEM für Praktiker – Strukturodynamik*. Renningen : Expert Verlag, 2008
- [Sha75] SHANNON, Robert E.: *Systems Simulation: The Art and Science*. Englewood Cliffs : Prentice Hall, 1975
- [Spr08] SPROCK, Christian: *Entwicklung einer geregelten Antriebseinheit mit ereignisdiskreter Ablaufsteuerung für den Vereinzelmechanismus eines Geldautomaten*. Studienarbeit, Universität Paderborn, Paderborn. 2008
- [Öst04] ÖSTERREICHER, Michael: *Vorrichtung zum Vereinzeln von Bögen von einem Stapel*. Deutsches Patent, Heidelberger Druckmaschinen, März 2004. – (Patent-Nr. DE 103 38 192 B4)
- [Tak00] TAKAHASHI, Yasuhiro: *Vorrichtung zum Vereinzeln von Papierbögen von einem Stapel mit einer Zuführrolle und einem dieser gegenüberliegenden Andruckteil*. Deutsches Patent, Riso Kagaku Corp., Tokyo, August 2000. – (Patent-Nr. DE 42 25 086 C2)
- [Toe94] TOEPPER, Stephanie: *Eine blockorientierte Beschreibungsform zur modular-hierarchisch strukturierten Modellierung mechanischer Starrkörpersysteme*. Diplomarbeit, Universität Paderborn, Paderborn. 1994
- [Toe02] TOEPPER, Stephanie: *Die mechatronische Entwicklung des Parallelroboters TRIPLANAR*. Dissertation, Universität Paderborn, Paderborn. 2002
- [Trä09] TRÄCHTLER, Ansgar: Entwurf intelligenter mechatronischer Systeme – Regelungstechnische Konzepte für selbstoptimierendes Verhalten. In: GAUSEMEIER, Jürgen (Hrsg.) ; RAMMIG, Franz (Hrsg.) ; SCHÄFER, Wilhelm (Hrsg.) ; TRÄCHTLER, Ansgar (Hrsg.): *6. Paderborner Workshop: Entwurf mechatronischer Systeme* Bd. 250. Universität Paderborn : HNI-Verlagsschriftenreihe, Februar 2009, S. 3–13
- [VDI2206] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, VDI. *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. VDI-Richtlinie 2206*. 2004
- [Wal95] WALLASCHEK, Jörg: Modellierung und Simulation als Beitrag zur Verkürzung der Entwicklungszeiten mechatronischer Produkte. In: *VDI Reports* 1215 (1995), Nr. 5

- [Web71] WEBER, Wolfgang: *Adaptive Regelungssysteme I – Allgemeine Struktur und Erkennungsmethoden*. München/Wien : Oldenburg Verlag, 1971
- [Wei87] WEIGEL, Peter: *Ausgabevorrichtung für Blattmaterial*. Deutsches Patent, Nixdorf Computer AG, März 1987. – (Patent-Nr. DE 37 06 834 C2)
- [Wei89] WEIGEL, Peter: *Dispensing Device for Sheet Material*. United States Patent, Nixdorf Computer AG, August 1989. – (Patent-Nr. US 4,858,905)
- [Wik04] WIKIPEDIA: *Geldautomat*. 2004. – <http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Geldautomat&oldid=123068572>
- [Wik11] WIKIPEDIA: *Modellbildung*. 2011. – <http://de.wikipedia.org/wiki/Modellbildung>
- [Wik13] WIKIPEDIA: *Bonini-Paradox*. 2013. – <http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Bonini-Paradox&oldid=116595156>
- [WN] WINCOR-NIXDORF: *Anti-Skimming-Modul*. – <http://www.wincor-nixdorf.com>
- [WW00] WERNER, Frank ; WAGNER, Alois: *Reibradvereinzler zum Vereinzeln von Blattgut*. Internationales Patent, Giesecke & Devrient GmbH, Februar 2000. – (Patent-Nr. WO 01/62639 A2)
- [Xu11] XU, Ke: *Modellbasierte Analyse und Regelung eines Geldnoten-Vereinzlungsprinzips für Geldautomaten*. Bachelorarbeit, Maschinenbau, Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik, Universität Paderborn, Paderborn. August 2011
- [ZW68] ZUCKMANTEL, Horst ; WINKLER, Harald: *Controlled Document Separation*. British Patent, October 1968. – (Patent-Nr. GB 1 234 629)
- [ZW06] ZIRN, Oliver ; WEIKERT, Sascha: *Modellbildung und Simulation hochdynamischer Fertigungssysteme: Eine praxisnahe Einführung*. Berlin/Heidelberg : Springer-Verlag, 2006